

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2013

Petr Kubát

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program B2341 – Strojírenství

2013

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Obor – 2302 R022 Stroje a zařízení

Zaměření - Stavba strojů

Návrh hlavního pohonu brousicího stroje

Desing of the main drive for grinding machine

KTS – B068

Petr Kubát

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.

Konzultant bakalářské práce:

Ing. Václav Polák

Rozsah práce a příloh:

Počet stran: 49

Počet obrázků: 31

Počet tabulek: 5

Počet příloh: 3



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Petr Kubát
Studijní program	B 2341 Strojírenství
Obor	2302 R022 Stroje a zařízení
Zaměření	Stavba strojů

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Návrh hlavního pohonu brousícího stroje

Zásady pro vypracování:
(uveďte hlavní cíle bakalářské práce doporučené metody pro vypracování)

1. Rešerše stávajícího stavu řešení.
2. Návrh řešení pohonu brousícího vřetene s použitím řemenového převodu.
3. Stanovení optimálních variant řemenových převodů pro dva motory a dva rozsahy otáček brousícího vřetene s cílem minimalizovat počet variant jednotlivých dílů.
4. Návrh konstrukčního řešení pohonu včetně návrhu a výpočtu ložisek.
5. Výpočet tuhosti předlohového hřídele pro nejméně příznivou variantu řemenového převodu pomocí MKP.
6. Zpracovat výrobní dokumentaci.

Forma zpracování bakalářské práce:

- průvodní zpráva: **30 stran formát A4**
- grafické práce: **Výkres sestavy, výrobní výkresy dílů sestavy**

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

- Kříž, R. – Vávra, P. : Strojírenská příručka. 6. Svazek Části strojů a převody. Scientia, Praha 1995.
- Juliš, K. – Brepta, R. : Mechanika (Statika a kinematika). SNTL, Praha 1986
- Firemní podklady a literatura výrobce brousících strojů

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.**

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Václav Polák**



prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.
vedoucí katedry



doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan FS

V Liberci dne 17.10.2011

Místopřísežné prohlášení:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci, 4.01.2013

.....

Petr Kubát
Bratří Čapků 813
534 01 Holice

Poděkování:

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Jaroslavu Beranovi, CSc. za cenné rady a odborné vedení práce. Dále děkuji Ing. Václavu Polákovi za poskytnuté konzultace. Zároveň děkuji katedře KTS za všestrannou podporu při studiu.

Anotace:

Bakalářská práce „Návrh hlavního pohonu broušicího stroje“ se zabývá návrhem a konstrukcí konzoly motoru pro pohon broušicího vřetene bezhroté brusky.

V první části je řešena rešerše stávajícího stavu, na jejímž základě je stanovena optimální varianta. V následující části je proveden výpočet řemenových převodů, ložisek pro uložení řemenic a utahovacího momentu pro šrouby. Pomocí metody konečných prvků je realizována pevnostní analýza vybraných částí. Důležitou součástí je kompletní výkresová dokumentace.

Annotation:

Bachelor thesis “Design of main drive for grinding machine” deals with concept and design of engine rail for drive of grinding spindle for centerless grinding machine.

On the basis of overview of contemporary situation, optimal concept is chosen in the first part. Calculation for belt gear, bearings for pulley accommodation and tightening torque for bolts are made in next part. Strength analysis of certain parts using finite element method is made as well. Important part is also complete drawing documentation.

Klíčová slova: broušení, řemenový převod, ložisko, utahovací moment, pružina

Key words: grinding, belt gear, bearing, tightening torque, spring

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	9
Úvod	12
1. Bezhruté broušení.....	13
2. Rešerše stávajícího stavu	16
3. Technické parametry a zadané hodnoty	17
4. Volba optimální varianty	19
5. Návrh řešení.....	21
5.1. Výpočet průměrů řemenic	21
5.1.1. Výpočet průměrů řemenic pro korundový kotouč.....	21
5.1.2. Výpočet průměrů řemenic pro CBN kotouč.....	22
5.2. Výpočet řemenů.....	23
5.2.1. Vypočtené hodnoty	23
5.2.2. Řemenice.....	24
5.2.3. Kontrola zatížení hřídele motoru.....	25
5.3. Návrh a kontrola ložisek.....	26
5.3.1. Výpočet reakcí v podporách.....	26
5.3.2. Výpočet ložisek	28
5.4. Kontrolní výpočet předlohového hřídele	30
5.5. Kontrolní výpočet šroubů předlohového hřídele	33
5.5.1. Výpočet tuhosti	34
5.5.2. Výpočet utahovacího momentu.....	36
5.5.3. Kontrola šroubu.....	36
5.6. Návrh pružiny	37
5.7. Analýza nosné desky a předlohového hřídele pomocí MKP	39
5.7.1. Předlohový hřídel	39
5.7.2. Nově navržená nosná deska	41
5.7.3. Původní nosná deska	42
5.7.4. Výsledky.....	43
6. Závěr.....	46
Seznam použité literatury a zdrojů	47
Seznam příloh	48

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Jednotka	Veličina
C	N	Dynamická únosnost
C ₀	N	Statická únosnost
d	mm	Průměr předlohového hřídele
d ₁	mm	Průměr řemenice na brousicím vřetenu
d ₂	mm	Průměr řemenice na předlohovém hřídeli, předlohový hřídel – brousicí vřeteno
d ₃	mm	Průměr řemenice na předlohovém hřídeli, motor - předlohový hřídel
d ₄	mm	Průměr řemenice na motoru
D _{CBN}	mm	Průměr brusného CBN kotouče
D _K	mm	Průměr brusného korundového kotouče
D _o	mm	Průměr díry pro šroub ve spojované součásti.
D _p	mm	Střední průměr stykové plochy mezi hlavou šroubu a spojovanou součástí
d _s	mm	Rozměr závitu šroubu
D _S	mm	Průměr hlavy šroubu
E _p	MPa	Modul pružnosti v tahu pro přírubu
E _s	MPa	Modul pružnosti v tahu pro šroub
F ₁	N	Síla na hřídel od řemenu, motor - předlohový hřídel
F ₂	N	Síla na hřídel od řemenu, předlohový hřídel – brousicí vřeteno
F _m	N	Síla způsobená vlastní tíhou motoru
f _p	-	Součinitel tření mezi hlavou šroubu a spojovanou součástí
F _P	N	Síla mezi hlavou šroubu a spojovanou součástí při zatížení M _o
F _{pr}	N	Síla pružiny
F _Q	N	Předpětí šroubového spoje
F _S	N	Provozní síly zatížených šroubových spojů na ramenu r
f _z	-	Součinitel tření v závitu
g	m/s ²	Tíhové zrychlení

k	-	Součinitel bezpečnosti
k_p	N/mm	Tuhost spojované součásti
k_s	N/mm	Tuhost šroubu
L_{10}	10^6 ot.	Trvanlivost ložiska
L_{h10}	hod.	Trvanlivost ložiska
l_p	mm	Tloušťka materiálu pod hlavou šroubu
m_{51}	kg	Hmotnost motoru o výkonu 51kW
m_{71}	kg	Hmotnost motoru o výkonu 71kW
M_o	N.mm	Ohybový moment v místě uložení vetknutého hřídele
M_{OA}	N.mm	Ohybový moment v bodě A
M_{OB}	N.mm	Ohybový moment v bodě B
M_{pu}	N.mm	O odporový třecí moment mezi hlavou šroubu a spojovanou součástí
M_u	N.mm	Utahovací moment
M_{zu}	N.mm	O odporový třecí moment v závitu
n_1	1/s	Otáčky brousicího vřetena
n_2, n_3	1/s	Otáčky řemenice na předlohovém hřídeli
n_4	1/s	Otáčky řemenice na motoru
n_{BK}	1/s	Otáčky brousicího kotouče
n_i	1/s	Proměnné otáčky řemenice na předlohovém hřídeli
n_m	1/s	Průměrné otáčky
p	-	Exponent rovnice trvanlivosti ložisek
P	mm	Rozteč závitu
q_i	%	Obsah mezikruží
R	N	Reakce v podpoře uložení vetknutého hřídele
r	mm	Vzdálenost provozní síly šroubu od dané osy
R_A	N	Reakce v podpoře A
R_B	N	Reakce v podpoře B

$R_{p0,2}$	MPa	Mez kluzu
S	mm^2	Obsah mezikruží
S_{cel}	mm^2	Celkový obsah mezikruží
S_j	mm^2	Průřez jádra šroubu
S_P	mm^2	Průřez odpovídající deformovanému objemu spojované součásti
S_S	mm^2	Náhradní průřez šroubu
V_{CBN}	m/s	Řezná rychlost pro broušení CBN kotoučem
V_K	m/s	Řezná rychlost pro broušení korundovým kotoučem
α	°	Úhel profilu závitu
γ	°	Úhel stoupání závitu
σ_e	MPa	Ekvivalentní napětí
σ_o	MPa	Napětí v ohybu
σ_t	MPa	Napětí v tahu
τ_K	MPa	Napětí v krutu
φ	°	Úhel spojnice řemenic a hlavní osy
φ_z'	°	Třecí úhel
ψ	-	Součinitel přetížitelnosti spoje

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem konzoly a řemenových převodů dvou zadaných asynchronních motorů pro pohon brousicího vřetena. Konzola s předlohovým hřídelem je určena pro bezhrotou brusku Jupiter 500 od firmy Erwin Junker Grinding Technology, která slouží k broušení nakulato zápichovým nebo průchozím způsobem.

Standartní pohon brousicího vřetena je umístěn přímo pod jeho hlavním náhonem, toto provedení není pro všechny zákazníky vyhovující. U průchozího způsobu broušení jsou ke stroji připevněny vstupní a výstupní dopravníky. Někdy tato konzola s motorem komplikuje umístění výstupního dopravníku a pak je jediným řešením použití této předlohy.

První část bakalářské práce je věnována informacím o bezhrotém broušení, jeho rozdělení na zápichový a průchozí způsob broušení vztažené ke stroji Jupiter 500. V druhé části je zhodnoceno současné provedení, dále jsou vymezeny technické informace ke stroji Jupiter 500 a zadané hodnoty.

Důležitou součástí je návrh řešení a výpočet řemenových převodů, jejich optimalizace, výpočet ložisek a šroubů k upevnění předlohového hřídele. Metodou konečných prvků je zkontrolován předlohový hřídel a celá nosná deska.

1. Bezhroté broušení

Broušení je základní dokončovací způsob obrábění všech druhů obráběných ploch. Materiál obrobku je odebírán břity, které jsou tvořeny částmi zrn brusiva.

Z hlediska tvaru broušené plochy a způsobu práce můžeme broušení rozdělit [3]:

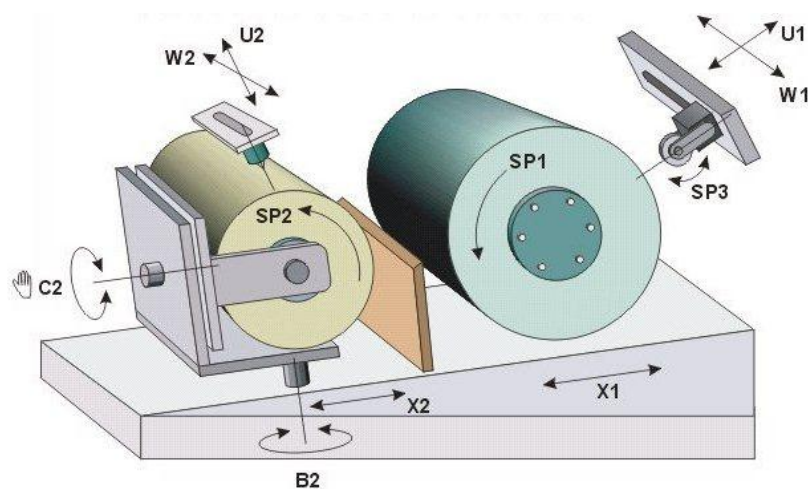
- | | | |
|-----------------------------|---|--|
| A) Broušení do kulata | 1) vnějších ploch | a) podélným způsobem malými úběry nebo hloubkově |
| | | b) zapichovacím způsobem |
| | | c) bezhrotým způsobem průběžně nebo zapichováním |
| | 2) vnitřních ploch | a) podélným způsobem |
| | | b) zapichovacím způsobem |
| | | c) planetovým způsobem |
| | | d) bezhrotým způsobem |
| B) Broušení rovinných ploch | 1) obvodem broušicího kotouče | |
| | 2) čelem broušicího kotouče | |
| C) Broušení tvarových ploch | 1) tvarovými kotouči | |
| | 2) na speciálních strojích (např. kopírovacích) | |

U bezhrotého broušení na stroji Jupiter 500 představuje povrch obrobku zároveň opěrnou plochu. Při broušení je obrobek veden podávacím kotoučem a zespodu podpírán opěrným pravítkem. Během broušení se poloha osy obrobku mění v závislosti na změně jeho průměru, jenž je redukován obroušením. Obrobek se pohybuje po podpěrném pravítku díky naklopení osy C2 a současnému natočení osy B2. Podávací kotouč má při broušení kromě podpírání součásti ještě další funkce:

- Motorickou – ve fázi, kdy jsou řezné síly nulové nebo velmi malé, roztáčí podávací kotouč obrobek (před vlastním broušením nebo ve fázi vyjiskření),
- Brzdící – při větších řezných silách má broušicí kotouč snahu roztáčet broušenou součást a úkolem podávacího kotouče je součást brzdít.

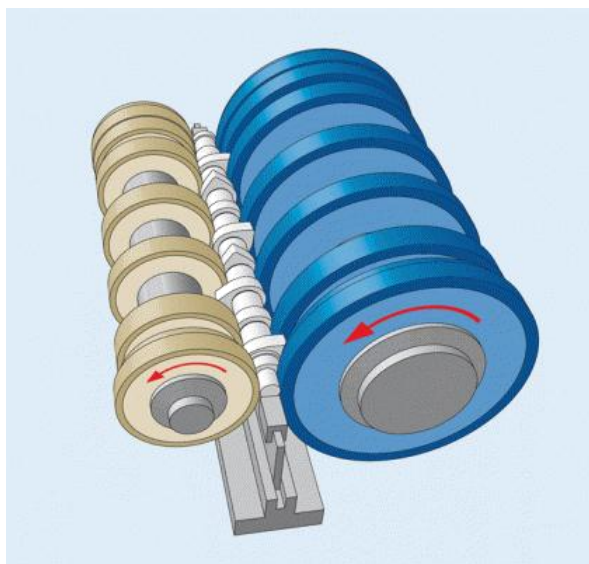
Pro obrobky, které lze jen obtížně upnout vzhledem k jejich tvaru nebo malé velikosti, je bezhroté broušení ideálním řešením.

Bezhroté broušení lze rozdělit na průchozí a zápichové broušení.

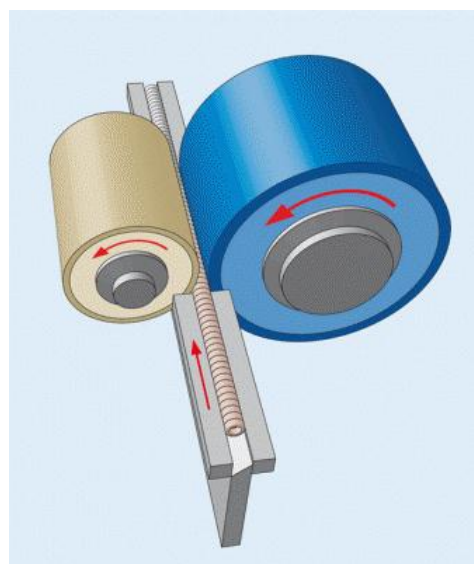


Obr. 1 Kinematické schéma Jupiteru 500

Při průchozím způsobu broušení strojem prochází obrobky v souvislém sloupci, přičemž je broušen pouze jeden stejný průměr. Axiální síla podávacího kotouče, který je zpravidla nakloněn o $1,5 - 3,5^\circ$, „vede“ sloupec obrobků mezi kotouči až na konec brusného prostoru. Ve spojení s automatickým nakládáním a vykládáním procházejí obrobky strojem bez přerušení. Takto se dají například brousit čepy a vnější kroužky ložisek, velké a malé kroužky, hřídele s konstantním průměrem, dráty, tyče, pístní čepy atd. [9]



Obr. 2 Zápichové broušení



Obr. 3 Průchozí broušení

Při zápichovém broušení vykazuje brousicí a podávací kotouč, rovněž tak opěrné pravítko, „negativní profil“ obrobku. Tímto způsobem mohou být na obrobku opracovány najednou všechny broušené průměry. Axiální doraz na rovněž tvarovaném opěrném pravítku zajišťuje správnou polohu obrobku. Zápichové broušení je

efektivnější pro velkovýrobu. Takto se dají například brousit hřídele rotoru, části převodovky, hlavní ložiskové průměry vačkových hřídelí, křížové čepy, části jehel pro vstřikovací zařízení atd. [9]

Řezné rychlosti se odvíjejí od typu brusného kotouče. Stručně řečeno, čím je větší řezná rychlost, tím rychleji je součást opracována. Ale zároveň, čím je vyšší rychlost, tím musí být kotouče kvalitnější a s tím je spjata i vyšší cena kotoučů. U stroje Jupiter 500 se používají dva typy brusných kotoučů:

- Korundový - řezné rychlosti jsou od 33 do 63 m/s,
- CBN - řezné rychlosti jsou od 60 do 120 m/s.

Typů brusných kotoučů je velká škála v závislosti na druhu a velikosti zrna, tvrdosti a typu pojiva.

Kritéria pro volbu typu brusného kotouče:

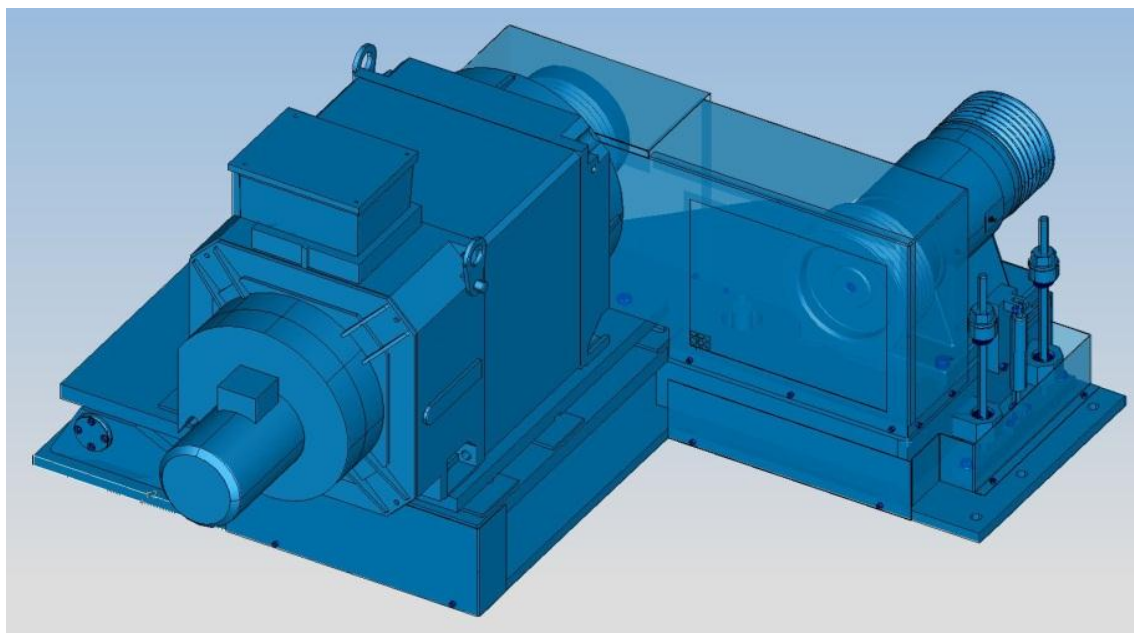
- způsob broušení,
- rozměr obráběné součásti,
- materiál, ze kterého je součást vyrobena,
- přídavek pro broušení,
- konečná kvalita součásti (jakost povrchu po broušení, rozměrové a geometrické tolerance),
- časová náročnost na jeden cyklus broušení.

2. Rešerše stávajícího stavu

Předloha pro hlavní motor se již u stroje Jupiter 500 používala. Jak je patrné z principu bezhrotého broušení, brusný vřeteník se pohybuje (obr. 1 osa x1), proto není možné při napínání řemenu mezi brusným vřetenem a předlohovým hřídelem řemen pevně napnout tak, aby se předlohový hřídel pevně zafixoval v některé poloze. Zde je zvolena konstrukce, kde na jedné straně je nosná deska s motorem a předlohovou konzolou s řemenicemi upevněna k základní desce přes dva čepy v kluzných pouzdrech a na druhé tlačnými pružinami. Motor a samotná konstrukce nemají dostatečnou hmotnost, která by umožnila řemen správně předeprnout, proto pružiny slouží k potřebnému napnutí řemene.

U původní konzoly byl převod výkonu také řešen řemenovými převody pro korundový kotouč s řeznou rychlostí 33 – 63 m/s.

Stávající předloha byla několikrát upravena, například se změnily řemeny a řemenice. Celý stroj se tak postupně měnil, modernizoval, proto stávající předloha přestala vyhovovat. S růstem požadavků na kompaktnější stroj bylo třeba navrhnout a vyrobit předlohu pro hlavní motor s kompaktnějšími rozměry a dále vylepšit prostor pro vstupní dopravník a obsluhu stroje. Stávající předloha pro hlavní motor byla určena pro stroj postavený na litinovém stojanu. Nyní přichází do výroby nová generace strojů Jupiter 500 postavených na nových minerálních stojanech (směs epoxidové pryskyřice a kamene), u kterých již stávající provedení konzoly nevyhovuje.



Obr. 4 Původní předloha

3. Technické parametry a zadané hodnoty

Tab. 1 technické parametry stroje Jupiter 500 [9]

Obrobek	
Průměr obrobku	3 – 220 mm
Pracovní metoda broušení	Zápichový i průchozí způsob
Brusný kotouč	
Průměr korundového kotouče	$D_{Kmin.}$ 0,42 m
	$D_{Kmax.}$ 0,61 m
Šíře korundového kotouče	0,5 m
Řezná rychlost korundový kotouč	$V_{Kmin.}$ 33 m/s
	$V_{Kmax.}$ 63 m/s
Průměr CBN kotouče	D_{CBN} 0,6 m
Šíře CBN kotouče	0,5 m
Řezná rychlost CBN kotouče	$V_{CBNmin.}$ 60 m/s
	$V_{CBNmin.}$ 120 m/s
Vřetenový pohon	51, 71 kW
Podávací kotouč	
Průměr korundového kotouče	Min. 0,3 m
	Max. 0,35 m
Šíře korundového kotouče	0,5 m
Vřetenový pohon	11,5 kW
Rozměry stroje	
Rozměry stroje	4,41 x 2,6 x 2,2 m
Hmotnost	15 000 kg

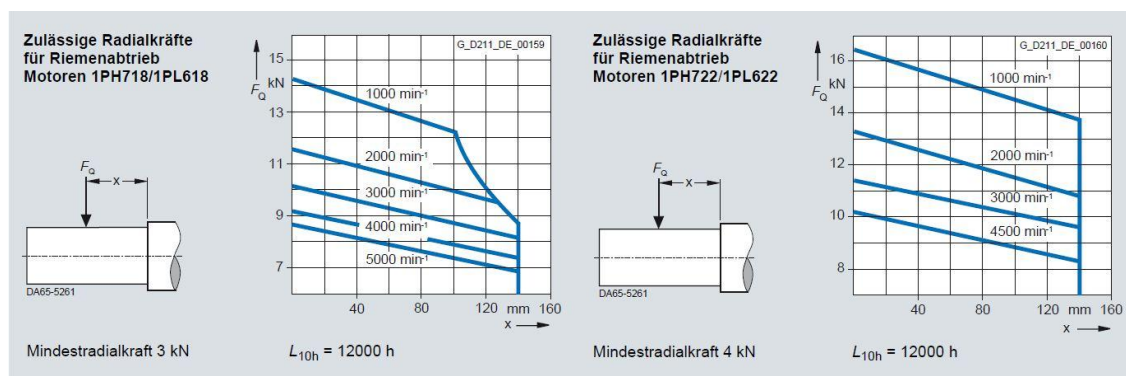


Obr. 5 Bezhrotá bruska Jupiter 500

Zadané hodnoty firmou Erwin Junker Grinding Technology

Tab. 2 technické parametry motoru

Parametry	Motor o výkonu 51 kW	Motor o výkonu 71 kW
Typ	Asynchronní	Asynchronní
Označení	1PH7186-7ND00-0EC0-Z	1PH7224-2ND00-0FC0
Výrobce	Siemens	Siemens
Otáčky	1000-3500 ot/min	1000-3100 ot/min
Průměr hřídele	$d_m = 65 \text{ mm}$	$d_m = 75 \text{ mm}$
Hmotnost motoru	$m_{51} = 440 \text{ kg}$	$m_{71} = 630 \text{ kg}$
Životnost ložisek	$L_{10h} = 12\,000 \text{ h}$	$L_{10h} = 12\,000 \text{ h}$
Oba motory jsou se zvýšenou radiální silou na hřídel viz obr. 6.		



Obr. 6 Radiální zatížení hřídele motorů [7]

Typ řemenu: Polyflex JB velikost 11M od firmy Gates

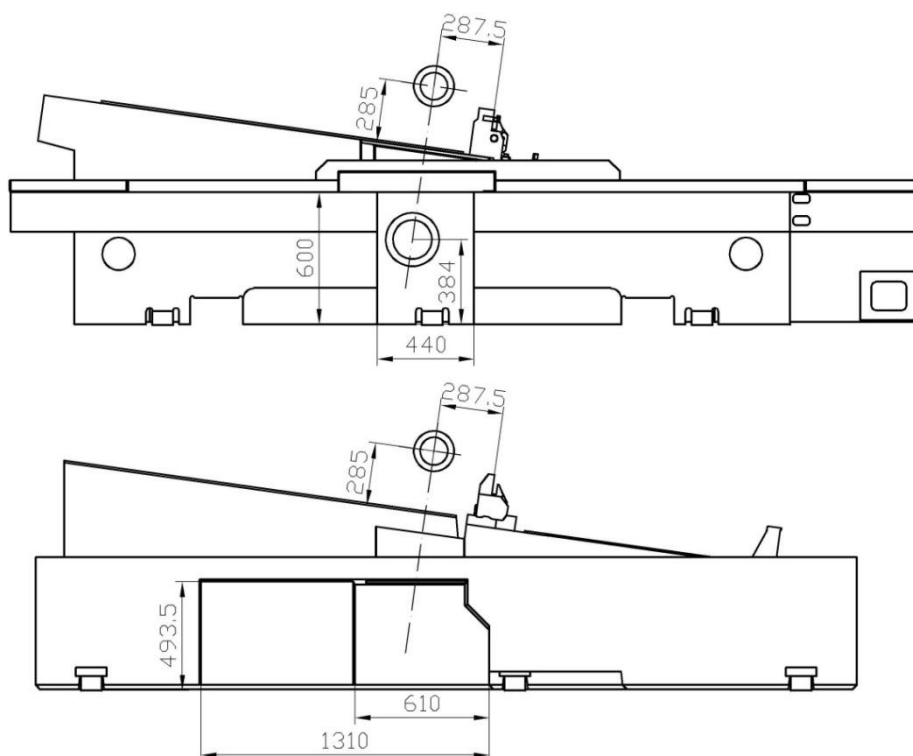
Řemenice u brusného vřetena $d_1 = 184 \text{ mm}$

4. Volba optimální varianty

Jak je patrné z obrázku č. 5, možné zástavbové rozměry se u minerálního stojanu zmenšily. Z hlediska konstrukce je nejdůležitějším rozměrem výška vybrání, která se u stojanu zmenšila z 600 mm na 493,5 mm (obr. 7). Z čehož vyplývá, že nemohly být pružiny principiálně použity na stejném místě jako u původní předlohy. Po základním skreslení situace bylo zjištěno, že pod nosnou deskou nezbyl na základní desku žádný prostor.

Byly navrženy dvě varianty:

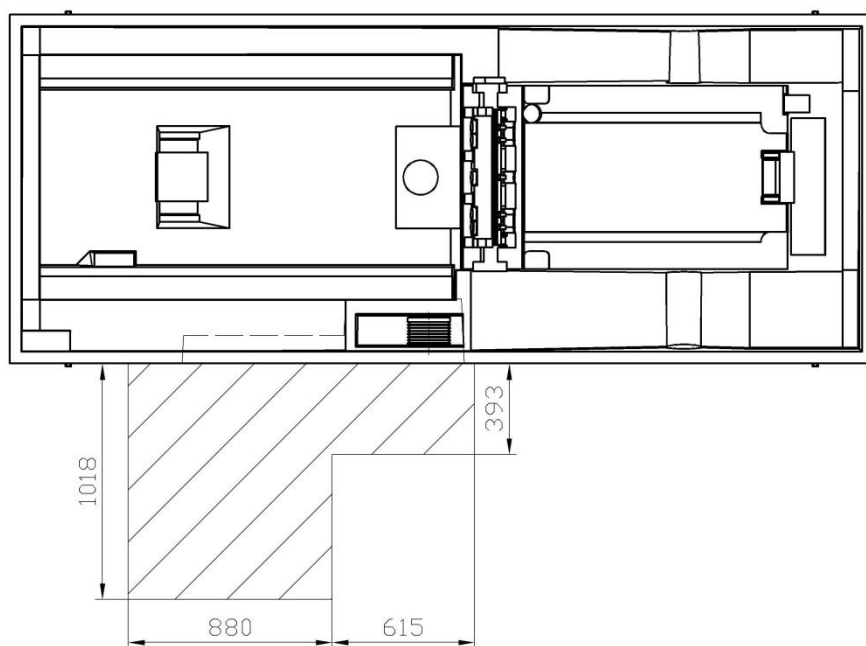
- Rozdělení spodní základní desky na dvě části, do jedné části by se přes kluzné uložení upevnila nosná deska, do druhé části v místě u předlohového hřídele by byly upevněny šrouby pro vedení pružin. Tato varianta byla firmou Junker zamítnuta z důvodu zhoršení montáže předlohy ke stroji.
- Základní deska zůstane v jednom kuse a pružiny budou umístěny vedle motoru. Tato varianta je výhodnější z hlediska montáže ke stroji, ale zároveň je složitější z hlediska konstrukce nosné desky, protože část desky s uložením řemenic bude vetknutá.



Obr. 7 Nárys - litinový stojan (horní obr.), minerální stojan (dolní obr.)

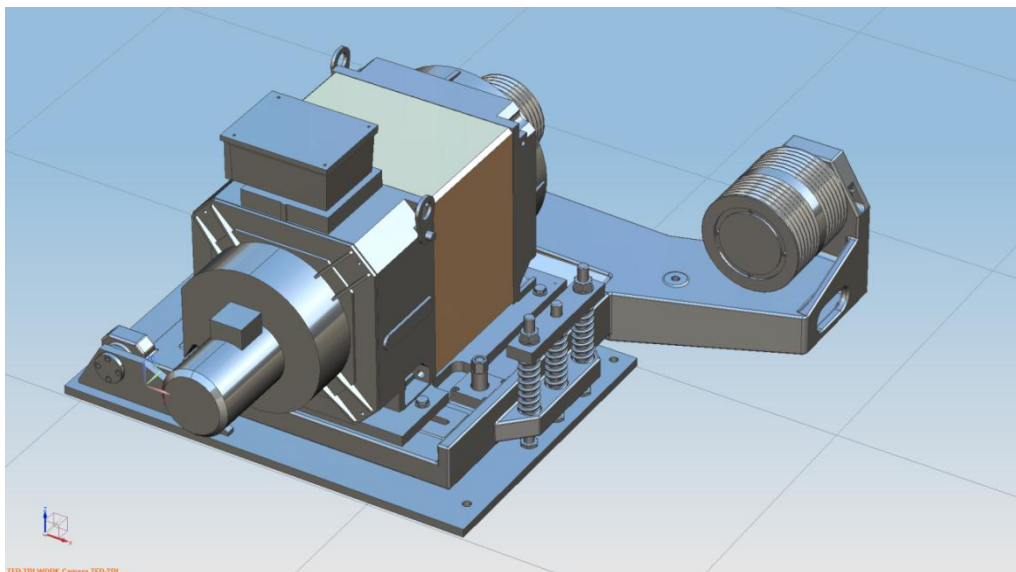
Na obr. 8 je znázorněna plocha (šrafováním) stávající předlohy vztahující se k novému stojanu. Požadavek: řemenici na předlohovém hřídeli co nejvíce schovat do

vybrání ve stojanu, a tím co nejvíce zmenšit kótu 393 (obr. 8), aby výstupní dopravníky mohly být co nejbližší umístěny ke stroji a obsluha měla i více pracovního prostoru. Na základě tohoto požadavku bylo navrženo odstranění uložení hřídele mezi řemenicemi (obr. 4). Řemenice byly umístěny vedle sebe a uloženy na letmo upevněný hřídel. Z důvodu montáže bylo třeba navrhnout řemenice tak, aby vnější řemenice měla stejný nebo menší průměr než vnitřní. Toto byl také jeden z důvodů, proč nemohly být použity stávající převodové poměry.



Obr. 8 Půdorys - minerální stojan

Výsledný návrh, pro který je proveden výpočet, je znázorněn na obr. 9 viz níže.



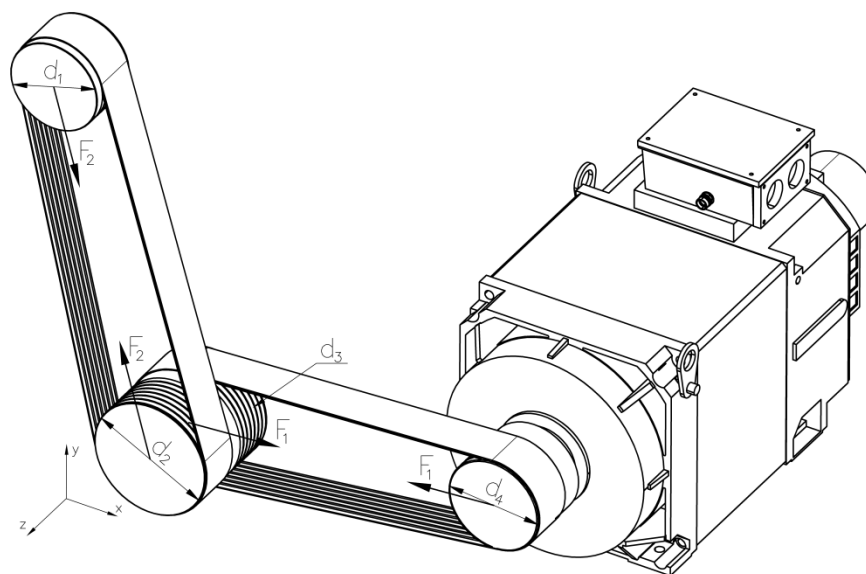
Obr. 9 Model navržené varianty

5. Návrh řešení

5.1. Výpočet průměrů řemenic

Nejprve byly spočítány průměry řemenice pro dané brusné kotouče a jim příslušné řezné rychlosti viz tab. 1.

5.1.1. Výpočet průměrů řemenic pro korundový kotouč



Obr. 10 Rozmístění sil na předloze

Dáno:

$d_1 = 184$ mm řemenice u brusného vřetena

Volba:

$d_2 = d_3 = 235$ mm řemenice na předlohovém hřídeli

$d_4 = 190$ mm řemenice u motoru

Výpočet min. a max. otáček brousicího vřetena

$$v = \omega \cdot r = 2\pi n \cdot r = \pi n \cdot D \Rightarrow n = \frac{v}{\pi D}$$

$$n_{1\min} = \frac{v_{K\min}}{\pi \cdot D_{K\max}} = \frac{33}{\pi \cdot 0,61} = 17,22 \text{ ot/s}$$

$$n_{1\max} = \frac{v_{K\max}}{\pi \cdot D_{K\min}} = \frac{63}{\pi \cdot 0,42} = 47,75 \text{ ot/s}$$

Výpočet min. a max. otáček na předlohovém hřídeli

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow n_2 = \frac{d_1 \cdot n_1}{d_2}$$

$$n_{2\min} = n_{3\min} = \frac{d_1 \cdot n_{1\min}}{d_2} = \frac{184 \cdot 17,22}{235} = 13,48 \text{ ot/s}$$

$$n_{2\max} = n_{3\max} = \frac{d_1 \cdot n_{1\max}}{d_2} = \frac{184 \cdot 47,75}{235} = 37,38 \text{ ot/s}$$

Výpočet min. a max. otáček na motoru

$$n_{4\min} = \frac{d_3 \cdot n_{3\min}}{d_4} = \frac{235 \cdot 13,48}{190} = 16,67 \text{ ot/s} = 1000,2 \text{ ot/min}$$

$$n_{4\max} = \frac{d_3 \cdot n_{3\max}}{d_4} = \frac{235 \cdot 37,38}{190} = 46,23 \text{ ot/s} = 2773,8 \text{ ot/min}$$

Rozmezí otáček pro broušení řeznou rychlostí 33-63 m/s pro korundový brusný kotouč v rozmezí průměru 420-610mm je v pracovním rozsahu obou motorů. Proto mohou být použity zvolené průměry řemenic.

5.1.2. Výpočet průměrů řemenic pro CBN kotouč

Dáno:

$d_1 = 184 \text{ mm}$ řemenice u brusného vřetena

Volba:

$d_2 = 255 \text{ mm}$ řemenice na předlohovém hřídeli

$d_3 = 200 \text{ mm}$

$d_4 = 190 \text{ mm}$ řemenice u motoru

Výpočet min. a max. otáček brousicího vřetena

$$n_{1\min} = \frac{V_{\text{CBNmin}}}{\pi \cdot D_{\text{CBN}}} = \frac{60}{\pi \cdot 0,6} = 31,83 \text{ ot/s}$$

$$n_{1\max} = \frac{V_{\text{CBNmax}}}{\pi \cdot D_{\text{CBN}}} = \frac{120}{\pi \cdot 0,6} = 63,66 \text{ ot/s}$$

Výpočet min. a max. otáček na předlohovém hřídeli

$$n_{2\min} = n_{3\min} = \frac{d_1 \cdot n_{1\min}}{d_2} = \frac{184 \cdot 31,83}{255} = 22,97 \text{ ot/s}$$

$$n_{2\max} = n_{3\max} = \frac{d_1 \cdot n_{1\max}}{d_2} = \frac{184 \cdot 63,66}{255} = 45,94 \text{ ot/s}$$

Výpočet min. a max. otáček na motoru

$$n_{4\min} = \frac{d_3 \cdot n_{3\min}}{d_4} = \frac{200 \cdot 22,97}{190} = 24,18 \text{ ot/s} = 1450,8 \text{ ot/min}$$

$$n_{4\max} = \frac{d_3 \cdot n_{3\max}}{d_4} = \frac{200 \cdot 45,94}{190} = 48,36 \text{ ot/s} = 2901,6 \text{ ot/min}$$

Rozmezí otáček pro broušení řeznou rychlostí 60-120 m/s pro CBN brusný kotouč pro průměr 600 mm je v pracovním rozsahu obou motorů. Proto mohou být použity zvolené průměry řemenic.

5.2. Výpočet řemenů

Firma Erwin Junker Grinding Technology používá pro pohon brusného vřetena klínové řemeny Polyflex JB velikosti 11M od firmy Gates. Pro výpočet byl využit program Design Flex Pro od firmy Gates. Dle informací firmy Gates program Design Flex Pro počítá s životností řemenu 20 000 h za předpokladu dodržení servisního manuálu. Pro každý výpočet bylo nutné zadat průměr hnací a hnané řemenice, navrhovanou středovou vzdálenost řemenic a přenášený výkon. Na základě těchto hodnot byla vypočítána délka řemene, skutečná osová vzdálenost pro standardizovaný řemen a sílu, kterou je namáhán hřídel. Všechny výpočtové zprávy jsou uvedeny viz příloha 1.

5.2.1. Vypočtené hodnoty

Pro motor 51 kW a korundový kotouč

Převod: motor - předlohový hřídel

řemen s pěti drážkami 1-11M2000/2+1-11M2000/3, síla na hřídel $F = 7\,660\text{ N}$,
osová vzdálenost 656,4 mm

Převod: předlohový hřídel – brusné vřeteno

řemen s pěti drážkami 1-11M2240/2+1-11M2240/3, síla na hřídel $F = 7\,654\text{ N}$,
osová vzdálenost 781,8 mm

Pro motor 71 kW a korundový kotouč

Převod: motor - předlohový hřídel

řemen se sedmi drážkami 2-11M2000/2+1-11M2000/3, síla na hřídel $F = 10\,664\text{ N}$,
osová vzdálenost 656,4 mm

Převod: předlohový hřídel – brusné vřeteno

řemen se sedmi drážkami 2-11M2240/2+1-11M2240/3, síla na hřídel $F = 10\,656\text{ N}$,
osová vzdálenost 781,8 mm

Pro motor 51 kW a CBN kotouč

Převod: motor - předlohový hřídel

řemen se čtyřmi drážkami 2-11M1950/2, síla na hřídel $F = 5\,223\text{ N}$,

osová vzdálenost 660,1 mm

Převod: předlohový hřídel – brusné vřeteno

řemen se čtyřmi drážkami 2-11M2300/2, síla na hřídel $F = 4\,177\text{ N}$,

osová vzdálenost 796,1 mm

Pro motor 71 kW a CBN kotouč

Převod: motor - předlohový hřídel

řemen s pěti drážkami 1-11M1950/2+1-11M1950/3, síla na hřídel $F = 7\,271\text{ N}$,

osová vzdálenost 660,1 mm

Převod: předlohový hřídel – brusné vřeteno

řemen s pěti drážkami 1-11M2300/2+1-11M2300/3, síla na hřídel $F = 5\,815\text{ N}$,

osová vzdálenost 796,1 mm

5.2.2. Řemenice

Na základě vypočítaných řemenových převodů lze stanovit kompletní rozměry řemenic a také nosné desky. Kvůli standardizaci dílců bylo rozhodnuto použít u motoru 71 kW pro obě varianty brusných kotoučů stejnou řemenici, ačkoli byly pro každou variantu vypočítány řemeny s různými počty drážek. Z důvodu nízkého prodeje předloh s CBN kotouči a s ohledem na optimální sortiment řemenů ve skladu lze pro motor 51 kW použít řemeny se stejným počtem drážek jako pro motor 71 kW. Na základě tohoto rozhodnutí byly stanoveny řemenice a řemeny viz tab. 3.

Na předlohovém hřídeli, který je připevněn na nosné desce a je vetknutý, je navržena jedna řemenice, kde je vždy určitý počet drážek pro převod k motoru a určitý počet drážek pro převod k brusnému vřetenu viz obr. 13. Řemenice bude mít různé průměry pro variantu s korundovým kotoučem a CBN kotoučem nezávisle na motorech viz tab. 3. Uložení na ložiskách bude pro obě řemenice stejné.

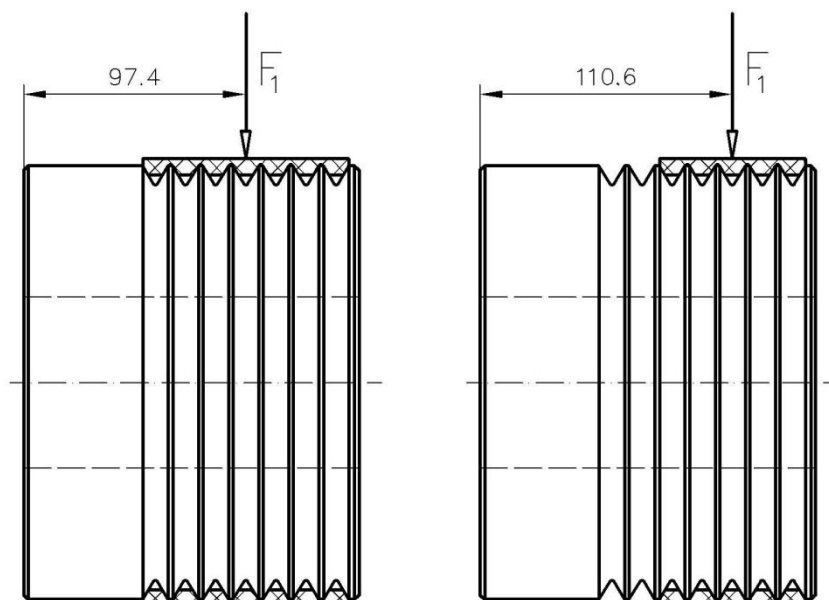
Tab. 3 Varianty řemenic a řemenů

Umístění Varianta	Motor	Sada řemenů	Předlokový hřídel	Sada řemenů	Brousicí vřeteno
Motor 51 kW, korund	ø190 5 drážek	1-11M2000/2 1-11M2000/3	ø 235/ ø 235 7 drážek / 7 drážek	1-11M2240/2 1-11M2240/3	ø 184 7 drážek
Motor 71 kW, korund	ø190 7 drážek	2-11M2000/2 1-11M2000/3	ø 235/ ø 235 7 drážek / 7 drážek	2-11M2240/2 1-11M2240/3	ø 184 7 drážek
Motor 51 kW, CBN	ø190 5 drážek	1-11M1950/2 1-11M1950/3	ø 200/ ø 255 5 drážek / 5 drážek	1-11M2300/2 1-11M2300/3	ø 184 7 drážek
Motor 71 kW, CBN	ø190 7 drážek	1-11M1950/2 1-11M1950/3	ø 200/ ø 255 5 drážek / 5 drážek	1-11M2300/2 1-11M2300/3	ø 184 7 drážek

5.2.3. Kontrola zatížení hřídele motoru

Podle zadání jsou oba motory se zvýšenou radiální silou na hřídeli. Po zjištění počtu řemenů a zatížení hřídele bylo potřeba zkontrolovat, zda nebylo překročeno dovolené zatížení hřídele motoru.

Z tab. 3 vyplývá, jaké řemeny jsou použity pro daný řemenový převod, dále v tabulce lze vidět, že motor 71 kW s korundovým kotoučem má sedm drážek a ostatní varianty pět drážek.



Obr. 11 Vzdálenost radiálního zatížení pro řemen se sedmi drážkami (vlevo) s pěti drážkami (vpravo)

Příslušné síly na hřídel jsou vypočteny v kapitole 5.2.1, z níž je vzata síla F_1 pro motor 71 kW s korundovým kotoučem 10 664 N a pro motor 51 kW s korundovým kotoučem 7 660 N. Obě tyto varianty představují vyšší zatížení hřídele než varianty CBN.

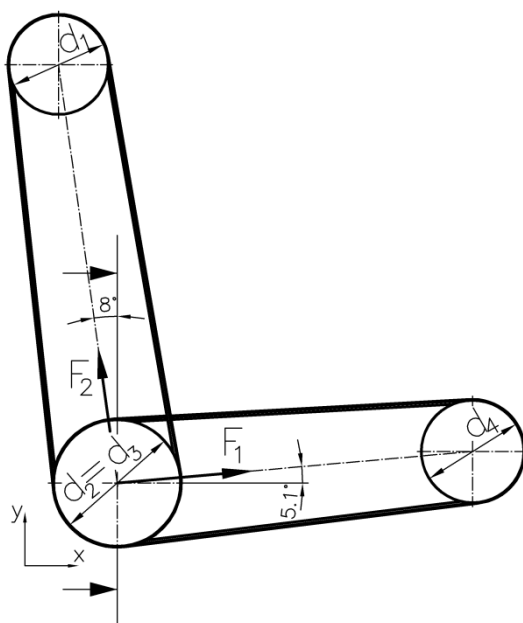
Z těchto hodnot je podle obr. 6 zjištěno, že maximální zatížení hřídele obou motorů není překročeno.

5.3. Návrh a kontrola ložisek

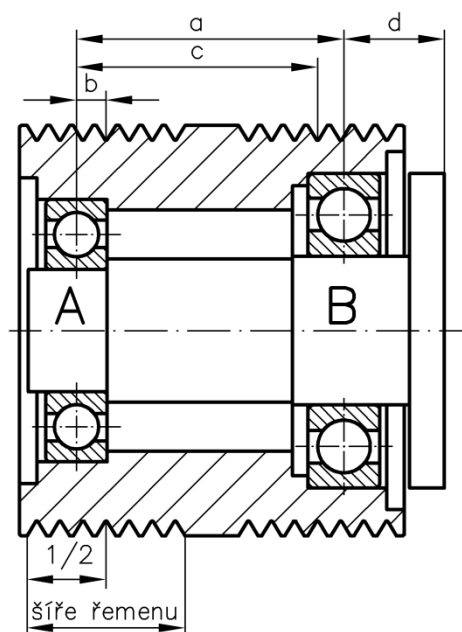
Návrh ložisek je proveden pro nejvíce zatěžovaný hřídel, což je převod s motorem 71 kW a korundový kotouč. Výpočet ložisek vychází z podkladů ve skriptech Části strojů [2].

5.3.1. Výpočet reakcí v podporách

Nejprve jsou vypočítány síly působící na ložiska, tzn. reakce v podporách R_A a R_B .



Obr. 12 Síly v řemenových převodech



Obr. 13 Uložení řemenice

$$\varphi_1 = 5,1^\circ$$

$$\varphi_2 = 8^\circ$$

$$F_1 = 10\,664\text{ N}$$

$$F_{1x} = F_1 \cdot \cos \varphi_1 = 10\,664 \cdot \cos 5,1^\circ = 10\,621,8\text{ N}$$

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin \varphi_1 = 10\,664 \cdot \sin 5,1^\circ = 948 \text{ N}$$

$$F_2 = 10\,656 \text{ N}$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin \varphi_2 = 10\,656 \cdot \sin 8^\circ = 1\,483 \text{ N}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos \varphi_2 = 10\,656 \cdot \cos 8^\circ = 10\,552,3 \text{ N}$$

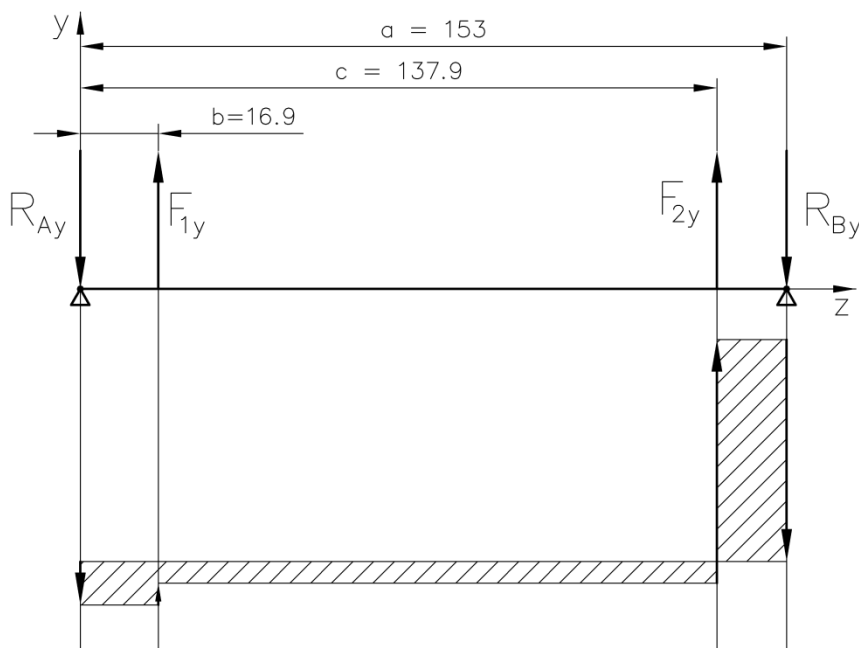
Rovnice rovnováhy v rovině YZ:

$$M_{O_{Ay}}: -F_{1y} \cdot b - F_{2y} \cdot c + R_{By} \cdot a = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{F_{1y} \cdot b + F_{2y} \cdot c}{a}$$

$$R_{By} = \frac{948 \cdot 16,9 + 10\,552,3 \cdot 137,9}{153} = 9\,615,6 \text{ N}$$

$$y: -R_{Ay} + F_{1y} + F_{2y} - R_{By} = 0 \Rightarrow R_{Ay} = F_{1y} + F_{2y} - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 948 + 10\,552,3 - 9\,615,6 = 1\,884,7 \text{ N}$$



Obr. 14 Schéma zatížení v rovině YZ

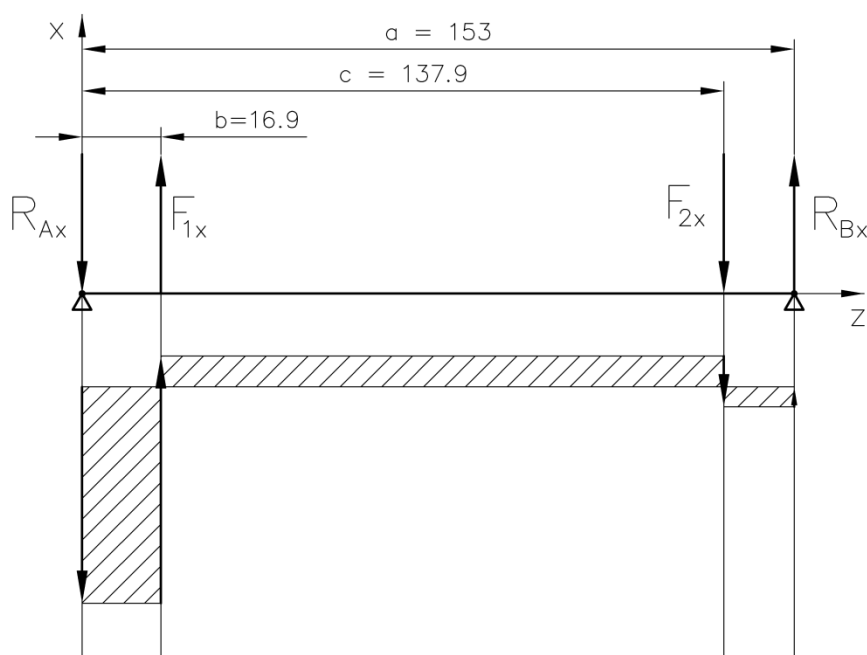
Rovnice rovnováhy v rovině ZX:

$$M_{O_{Ax}}: -F_{1x} \cdot b + F_{2x} \cdot c - R_{Bx} \cdot a = 0 \Rightarrow R_{Bx} = \frac{F_{2x} \cdot c - F_{1x} \cdot b}{a}$$

$$R_{Bx} = \frac{1\,483 \cdot 137,9 - 10\,621,8 \cdot 16,9}{153} = 163,4 \text{ N}$$

$$x: -R_{Ax} + F_{1x} - F_{2x} + R_{Bx} = 0 \Rightarrow R_{Ax} = F_{1x} - F_{2x} + R_{Bx}$$

$$R_{Ax} = 10\,621,8 - 1\,483 + 163,4 = 9\,302,2 \text{ N}$$



Obr. 15 Schéma zatížení v rovině ZX

Reakce v podporách R_A a R_B :

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{9\,302,2^2 + 1\,884,7^2} = 9\,491,2\,N$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{163,4^2 + 9\,615,6^2} = 9\,617\,N$$

5.3.2. Výpočet ložisek

Síla na ložiska je spočítána viz výše. Následuje výpočet maximálních otáček řemenice na předlohovém hřídeli.

U korundového kotouče (průměr 420 - 610 mm) je třeba stanovit maximální průměrné otáčky na řemenici na předlohovém hřídeli při rychlosti brusného kotouče 63m/s, což lze vypočítat pomocí následujícího vzorce pro průměrné otáčky řemenice na předlohovém hřídeli.

$$n_m = \sum_{i=1}^k n_i \frac{q_i}{100}$$

Protože se otáčky při ubírání brusného kotouče exponenciálně zvyšují, kotouč je rozdělen na několik mezikružích, těm odpovídá vždy určité procento brousicího času, jenž se vynásobí příslušnými otáčkami. Výsledkem je hodnota maximálních průměrných otáček. K tomuto výpočtu je využita tabulka MS Excel (tab. 4).

Tab. 4 Průměrné otáčky

Mezikruží		Obsah mezikruží S [mm ²]	Obsah mezikruží q_i [%]	Otáčky brousicího kotouče n_{BK} [s ⁻¹]	Otáčky řemenice n_i [s ⁻¹]	Součinitel n
D_{K1} [m]	D_{K2} [m]					
0,61	0,6	9,50E-03	6,18%	32,87	25,74	1,5915
0,6	0,59	9,35E-03	6,08%	33,42	26,17	1,5913
0,59	0,58	9,19E-03	5,98%	33,99	26,61	1,5911
0,58	0,57	9,03E-03	5,88%	34,58	27,07	1,5908
0,57	0,56	8,87E-03	5,77%	35,18	27,55	1,5906
0,56	0,55	8,72E-03	5,67%	35,81	28,04	1,5903
0,55	0,54	8,56E-03	5,57%	36,46	28,55	1,5901
0,54	0,53	8,40E-03	5,47%	37,14	29,08	1,5898
0,53	0,52	8,25E-03	5,37%	37,84	29,63	1,5895
0,52	0,51	8,09E-03	5,26%	38,56	30,20	1,5892
0,51	0,5	7,93E-03	5,16%	39,32	30,79	1,5889
0,5	0,49	7,78E-03	5,06%	40,11	31,40	1,5886
0,49	0,48	7,62E-03	4,96%	40,93	32,04	1,5883
0,48	0,47	7,46E-03	4,85%	41,78	32,71	1,5879
0,47	0,46	7,30E-03	4,75%	42,67	33,41	1,5876
0,46	0,45	7,15E-03	4,65%	43,59	34,13	1,5872
0,45	0,44	6,99E-03	4,55%	44,56	34,89	1,5868
0,44	0,43	6,83E-03	4,45%	45,58	35,69	1,5864
0,43	0,42	6,68E-03	4,34%	46,64	36,52	1,5860
Průměrné max. otáčky n_m						30,1919

Použité vzorce:

$$\text{Celkový obsah mezikruží } S_{\text{cel}} = \frac{\pi \cdot (D_{K\text{max}}^2 - D_{K\text{min}}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,61^2 - 0,42^2)}{4} = 0,1537 \text{ m}^2$$

$$\text{Obsah mezikruží } S = \frac{\pi \cdot (D_{K\text{max}}^2 - D_{K\text{min}}^2)}{4}$$

$$\text{Obsah mezikruží v \% } q_i = \frac{S}{S_{\text{cel}}} \cdot 100$$

$$\text{Otáčky brousicího kotouče } n_{BK} = \frac{v_{K\text{max}}}{\pi \cdot D_{K\text{max}}}$$

$$\text{Otáčky řemenice } n_i = \frac{n_{BK} \cdot 184}{235}$$

$$\text{Součinitel } n = q_i \cdot n_i$$

Z důvodu konstrukce je zvoleno v podpoře A ložisko 6314 a v podpoře B ložisko 6317.

Výpočet ložiska 6314: $C = 111\,000 \text{ N}$

$$C_0 = 68\,000 \text{ N}$$

Pro kuličková ložiska $p = 3$

Protože zde nepůsobí žádné axiální síly pak $P = F_r = R_A = 9\,491,2\text{ N}$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{111\,000}{9\,491,2}\right)^3 = 1\,599,6 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{h10} = L_{10} \cdot \frac{1}{3600\text{ n}_m} = 1\,599,6 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 30,2} = 14\,713 \text{ hod}$$

Výpočet ložiska 6317: $C = 141\,000\text{ N}$

$$C_0 = 97\,000\text{ N}$$

Pro kuličková ložiska $p = 3$

Protože zde nepůsobí žádné axiální síly pak $P = F_r = R_A = 9\,617\text{ N}$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{141\,000}{9\,617}\right)^3 = 3\,151,7 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{h10} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{3600\text{ n}_m} = 3\,151,7 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 30,2} = 28\,989 \text{ hod}$$

Životnost pro ložisko v místě A je 14 713 h, pro ložisko v místě B 28 989 h. Při porovnání životnosti ložisek s ložisky na motoru, kde u obou typů se L_{10h} rovná 12 000 h, je dimenze navrhovaných ložisek dostatečná.

5.4. Kontrolní výpočet předlohového hřídele

Maximální zatížení ložisek je již známo:

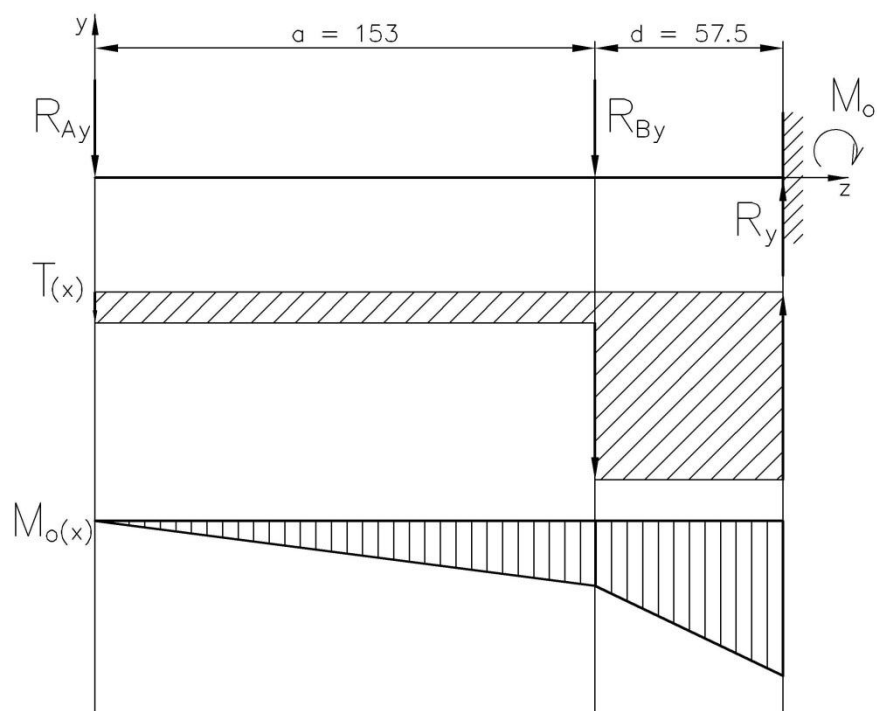
$$R_{Ax} = 9\,302,2\text{ N}$$

$$R_{Ay} = 1\,884,7\text{ N}$$

$$R_{Bx} = 163,4\text{ N}$$

$$R_{By} = 9\,615,6\text{ N}$$

Směr působení sil dodržíme dle předchozího výpočtu.



Obr. 16 Schéma zatížení v rovině YZ

Rovnice rovnováhy v rovině YZ:

$$y: -R_{Ay} - R_{By} + R_y = 0 \Rightarrow R_y = R_{Ay} + R_{By}$$

$$R_y = 1\,884,7 + 9\,615,6 = 11\,500,3 \text{ N}$$

$$M_{Oy}: M_{Oy} - R_{Ay} \cdot (a + d) - R_{By} \cdot d = 0 \Rightarrow M_{Oy} = R_{Ay} \cdot (a + d) - R_{By} \cdot d$$

$$M_{Oy} = 1\,884,7 \cdot (153 + 57,5) + 9\,615,6 \cdot 57,5 = 946\,605,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

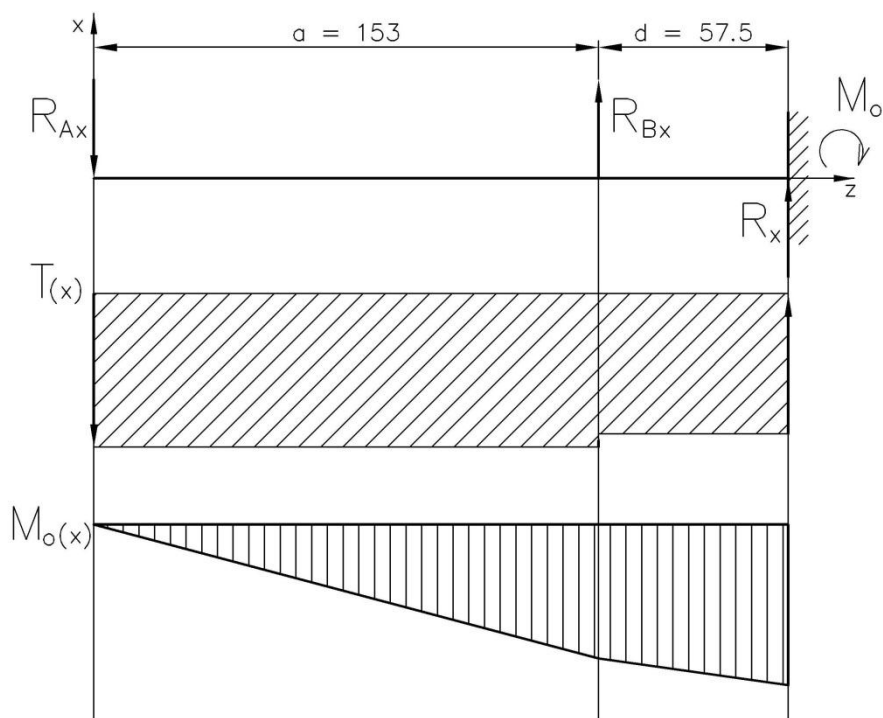
Rovnice rovnováhy v rovině ZX:

$$x: -R_{Ax} + R_{Bx} + R_x = 0 \Rightarrow R_x = R_{Ax} - R_{Bx}$$

$$R_x = 9\,302,2 - 163,4 = 9\,138,8 \text{ N}$$

$$M_{Ox}: M_{Ox} - R_{Ax} \cdot (a + d) + R_{Bx} \cdot d = 0 \Rightarrow M_{Ox} = R_{Ax} \cdot (a + d) - R_{Bx} \cdot d$$

$$M_{Ox} = 9\,302,2 \cdot (153 + 57,5) - 163,4 \cdot 57,5 = 1\,948\,717,6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Obr. 17 Schéma zatížení v rovině ZX

Výsledný maximální ohybový moment

$$M_{Omax} = \sqrt{M_{Ox}^2 + M_{Oy}^2} = \sqrt{1\,948\,717,6^2 + 946\,605,3^2} = 2\,166\,463 \text{ N.mm}$$

Následně je proveden kontrolní výpočet hřídele, postačující je pouze kontrolní výpočet na ohyb, krut se zde nevyskytuje.

$$d = 70 \text{ mm}$$

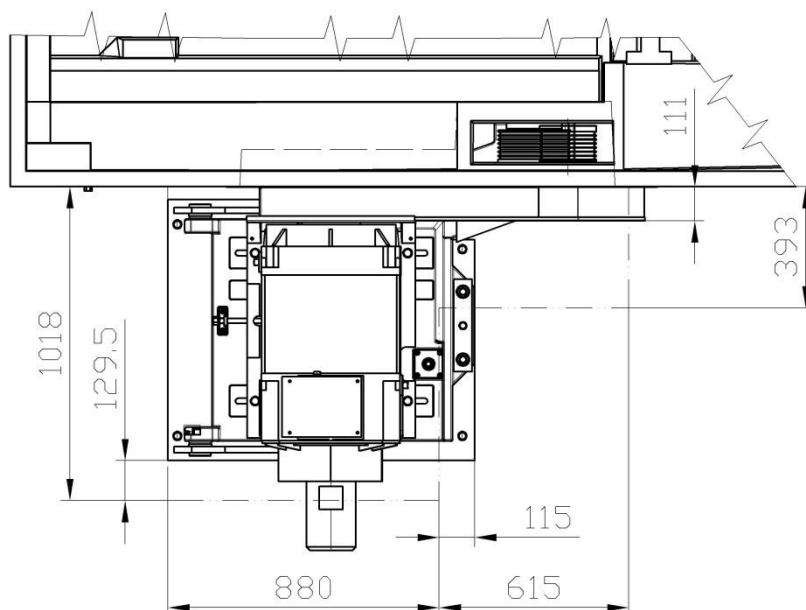
pro materiál 11 600 je zvoleno dle tabulek $\sigma_{Do} = 125 \text{ MPa}$

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 2\,166\,463}{\pi \cdot 70^3} = 64,3 \text{ MPa} < \sigma_{Do}$$

Reakce v podpoře

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{9\,138,8^2 + 11\,500,3^2} = 14\,689,3 \text{ N}$$

Nyní byla kontrolním výpočtem ověřena možnost použití vetknutého hřídele, čímž je docíleno více místa pro výstupní dopravník.



Obr. 18 Poloha nové předlohy vůči staré

Kóta 393 byla zmenšena na 111, což bylo velice kladně hodnoceno. Bohužel kóta 615 se zmenšila na hodnotu 500, což bylo během konstrukce s firmou konzultováno a povoleno.

5.5. Kontrolní výpočet šroubů předlohového hřídele

Výpočet šroubů je proveden podle podkladů ve skriptech Části strojů [2].

$$M_o = 2\,166\,463 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$F_o = R = 14\,689,3 \text{ N}$$

Hřídel je připevněn šesti šrouby M12.

ISO4763 třída pevnosti 12,9

$$d_{s2} = 10,863 \text{ mm}$$

$$d_{s3} = 9,853 \text{ mm}$$

$$P = 1,75 \text{ mm}$$

$$f_z = f_p = 0,15$$

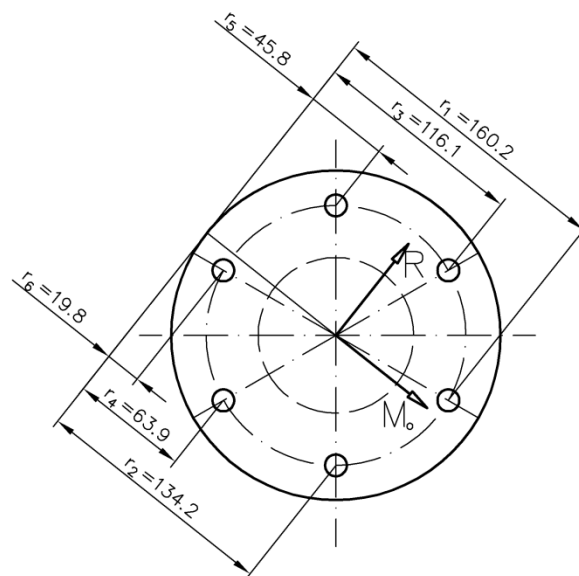
$$R_{p0,2} = 1080 \text{ MPa dle kat. Bossard [4]}$$

$$D_s = 18 \text{ mm}$$

$$D_o = 13 \text{ mm}$$

$$\alpha = 60^\circ - \text{pro metrický závit}$$

$$l_s = l_p = 7 \text{ mm} - \text{dle výkresu}$$



Obr. 19 Vzdálenost provozní síly šroubu

$$F_{S1} \cdot r_1 + F_{S2} \cdot r_2 + F_{S3} \cdot r_3 + F_{S4} \cdot r_4 + F_{S5} \cdot r_5 + F_{S6} \cdot r_6 = M_0$$

$$\frac{F_{S1}}{F_{S2}} = \frac{r_1}{r_2} \Rightarrow F_{S2} = \frac{F_{S1} \cdot r_2}{r_1}$$

$$\frac{F_{S1}}{F_{S3}} = \frac{r_1}{r_3} \Rightarrow F_{S3} = \frac{F_{S1} \cdot r_3}{r_1}$$

$$\frac{F_{S1}}{F_{S4}} = \frac{r_1}{r_4} \Rightarrow F_{S4} = \frac{F_{S1} \cdot r_4}{r_1}$$

$$\frac{F_{S1}}{F_{S5}} = \frac{r_1}{r_5} \Rightarrow F_{S5} = \frac{F_{S1} \cdot r_5}{r_1}$$

$$\frac{F_{S1}}{F_{S6}} = \frac{r_1}{r_6} \Rightarrow F_{S6} = \frac{F_{S1} \cdot r_6}{r_1}$$

$$F_{S1} \cdot r_1 + F_{S1} \cdot \frac{r_2^2}{r_1} + F_{S1} \cdot \frac{r_3^2}{r_1} + F_{S1} \cdot \frac{r_4^2}{r_1} + F_{S1} \cdot \frac{r_5^2}{r_1} + F_{S1} \cdot \frac{r_6^2}{r_1} = M_0$$

$$F_{S1} = \frac{M_0}{r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} + \frac{r_3^2}{r_1} + \frac{r_4^2}{r_1} + \frac{r_5^2}{r_1} + \frac{r_6^2}{r_1}}$$

$$F_{S1} = \frac{2\,166\,463}{160,2 + \frac{134,2^2}{160,2} + \frac{116,1^2}{160,2} + \frac{63,9^2}{160,2} + \frac{45,8^2}{160,2} + \frac{19,8^2}{160,2}}$$

$$F_{S1} = \frac{2\,166\,463}{397,8} = 5\,446,1\,N = 5\,446\,N$$

5.5.1. Výpočet tuhosti

$$F_{S1} = 5\,446\,N$$

$$l_s = l_p = 7\,mm$$

$$E_s = E_p = 2,1 \cdot 10^5\,MPa$$

$$d_{S3} = 9,853\,mm$$

$$D_s = 18\,mm$$

$$D_0 = 13\,mm$$

$$\psi = 3 - \text{zvoleno}$$

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_{S3}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 9,853^2}{4} = 76,25\,mm^2$$

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - D_0^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (18^2 - 13^2) = 121,74\,mm^2$$

$$k_s = \frac{S_s \cdot E_s}{l_s} = \frac{76,25 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{7} = 2\,287\,500\,N/mm$$

$$k_p = \frac{S_p \cdot E_p}{l_p} = \frac{121,74 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{7} = 3\,52\,200 \text{ N/mm}$$

$$\frac{k_p}{k_s + k_p} = \frac{3\,652\,200}{2\,287\,500 + 3\,652\,200} = 0,61$$

$$F_Q = \psi \cdot F_{S1} + \Delta \cdot F_{P1} = F_{S1} \left(\psi + \frac{k_p}{k_s + k_p} \right) = 5446 \cdot (3 + 0,61) = 19\,660 \text{ N}$$

$$F_0 < F_{P1} \cdot f + F_{P2} \cdot f + F_{P3} \cdot f + F_{P4} \cdot f + F_{P5} \cdot f + F_{P6} \cdot f$$

$$16\,338 \cdot 0,15 + 16\,877,1 \cdot 0,15 + 17\,252,5 \cdot 0,15 + 18\,334,9 \cdot 0,15 + 18\,710,2 \cdot 0,15$$

$$+ 19\,249,4 \cdot 0,15 = 16\,014,3 \text{ N} > F_0$$

$$F_{S2} = \frac{F_{S1} \cdot r_2}{r_1} = \frac{5446 \cdot 134,2}{160,2} = 4\,562,1 \text{ N}$$

$$F_{S3} = \frac{F_{S1} \cdot r_3}{r_1} = \frac{5446 \cdot 116,1}{160,2} = 3\,946,8 \text{ N}$$

$$F_{S4} = \frac{F_{S1} \cdot r_4}{r_1} = \frac{5446 \cdot 63,9}{160,2} = 2\,172,3 \text{ N}$$

$$F_{S5} = \frac{F_{S1} \cdot r_5}{r_1} = \frac{5446 \cdot 45,8}{160,2} = 1\,557 \text{ N}$$

$$F_{S6} = \frac{F_{S1} \cdot r_6}{r_1} = \frac{5446 \cdot 19,8}{160,2} = 673,1 \text{ N}$$

$$F_{P1} = F_Q - F_{S1} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} = 19\,660 - 5\,446 \cdot 0,61 = 16\,338 \text{ N}$$

$$F_{P2} = F_Q - F_{S2} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} = 19\,660 - 4\,562,1 \cdot 0,61 = 16\,877,1 \text{ N}$$

$$F_{P3} = F_Q - F_{S3} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} = 19\,660 - 3\,946,8 \cdot 0,61 = 17\,252,5 \text{ N}$$

$$F_{P4} = F_Q - F_{S4} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} = 19\,660 - 2\,172,3 \cdot 0,61 = 18\,334,9 \text{ N}$$

$$F_{P5} = F_Q - F_{S5} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} = 19\,660 - 1\,557 \cdot 0,61 = 18\,710,2 \text{ N}$$

$$F_{P6} = F_Q - F_{S6} \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} = 19\,660 - 673,1 \cdot 0,61 = 19\,249,4 \text{ N}$$

5.5.2. Výpočet utahovacího momentu

$$P = 1,75 \text{ mm}$$

$$d_{S2} = 10,863 \text{ mm}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

$$f_z = f_p = 0,15$$

$$D_S = 18 \text{ mm}$$

$$D_0 = 13 \text{ mm}$$

$$F_Q = 19\,660 \text{ N}$$

$$M_u = M_{zu} + M_{pu} = 24\,201,8 + 22\,854,8 = 47\,056,6 \text{ Nmm} = 48 \text{ Nm}$$

$$M_{zu} = \frac{1}{2} \cdot d_{S2} F_Q \tan(\gamma + \varphi_z')$$

$$M_{zu} = \frac{1}{2} \cdot 10,863 \cdot 19\,660 \cdot \tan(2,94 + 9,83) = 24\,201,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_{S2}} = \arctg \frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} = 2,94^\circ$$

$$\varphi_z' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,83^\circ$$

$$M_{pu} = f_p \cdot F_Q \frac{D_p}{2} = 0,15 \cdot 19\,660 \cdot \frac{15,5}{2} = 22\,854,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$D_p = \frac{D_{SK} + D_0}{2} = \frac{18 + 13}{2} = 15,5 \text{ mm}$$

5.5.3. Kontrola šroubu

$$R_{p0,2} = 1080 \text{ MPa}$$

$$F_Q = 19\,660 \text{ N}$$

$$d_{S3} = 9,853 \text{ mm}$$

$$M_{zu} = 24\,201,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{S_j} = \frac{4 \cdot F_Q}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 19\,660}{\pi \cdot 9,853^2} = 257,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_{zu}}{W_k} = \frac{16 M_{zu}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 24\,201,8}{\pi \cdot 9,853^3} = 128,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{257,8^2 + 3 \cdot 128,9^2} = 341 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_e} = \frac{1080}{341} = 3,17$$

Výsledný utahovací moment je 48 N.m pro šrouby M12, kterými je upevněn předlohový hřídel k nosné desce. Byl proveden kontrolní výpočet šroubů s výslednou bezpečností 3,17, což je dostačující.

5.6. Návrh pružiny

Síla potřebná k napnutí řemene mezi řemenicí na předlohovém hřídeli a řemenicí na brousicím vřetenu je natolik velká, že vlastní hmotnost nosné desky a hlavního motoru není dostačující ke správnému předeptnutí řemene. Protože se brusné vřeteno s celým brusným vřeteníkem pohybuje, nelze řemen pomocí určitého mechanismu správně napnout a v dané poloze zafixovat. Je nutné, aby se při zdvihu vřeteníku (obr. 1, osa x1) nadzvedla i nosná deska, a tím se co nejméně měnila osová vzdálenost řemenic. Čehož docílíme tlačnými pružinami s co nejplošší křivkou tuhosti.

Výpočet síly pružiny

$$R_y = 11\,500 \text{ N viz kapitola 4.4}$$

$$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$$

$$m_{71} = 630 \text{ kg}$$

Síla, kterou působí motor na nosnou desku

$$F_m = m_{71} \cdot g = 630 \cdot 9,81 = 6\,180 \text{ N}$$

Na základě obrázku 20 je vyjádřeno:

$$M_c: F_m \cdot 385 + F_{pr} \cdot 852 - R_y \cdot 1084 = 0$$

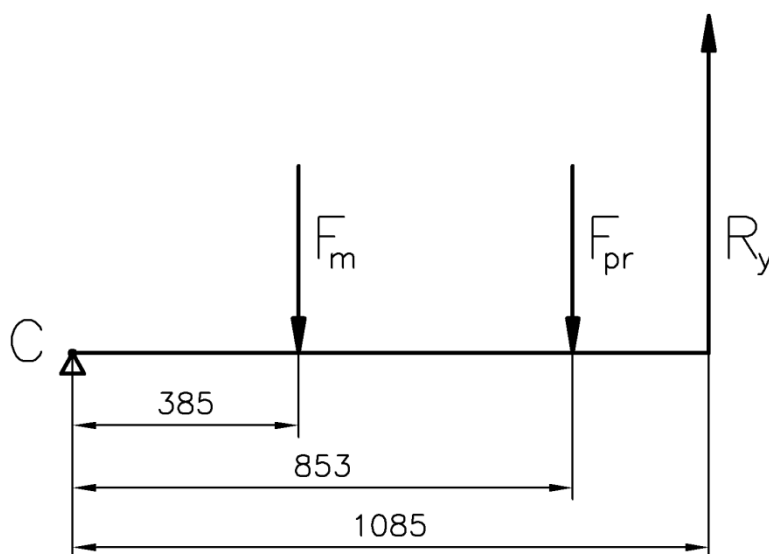
$$F_{pr} = \frac{R_y \cdot 1084 - F_m \cdot 385}{853} = \frac{11\,500 \cdot 1085 - 6180 \cdot 385}{853} = 11\,838 \text{ N}$$

Zatížení jedné pružiny

$$F_{pr1} = \frac{F_{pr}}{3} = \frac{11838}{3} = 3\,946 \text{ N}$$

Pružina je přitom stlačena o

$$y = \frac{F_{pr1}}{k_{pr}} = \frac{3946}{44,8} = 88,08 \text{ mm}$$



Obr. 20 Schéma zatížení nosné desky

Z katalogu Alcomex [8] jsou zvoleny nástrojové pružiny ST13920 s maximálním zatížením 4 552 N a tuhostí 44.8 N/mm. Tyto tři pružiny vložíme do konstrukce. Řemen se napíná, když je vřeteník v zadní poloze pomocí přístroje Sonic od firmy Gates. Při pohybu vřeteníku dopředu na polovinu maximálního zdvihu a zachování konstantní osové vzdálenosti pružiny zatlačí nosnou desku o 5 mm směrem dolů. Jelikož tato hodnota je na kótě 1085 při přepočítání na kótu 853, kde působí pružiny, je posunutí:

$$\frac{x}{853} = \frac{5}{1085} \Rightarrow x = \frac{5}{1085} \cdot 853 = 3,93 \text{ mm}$$

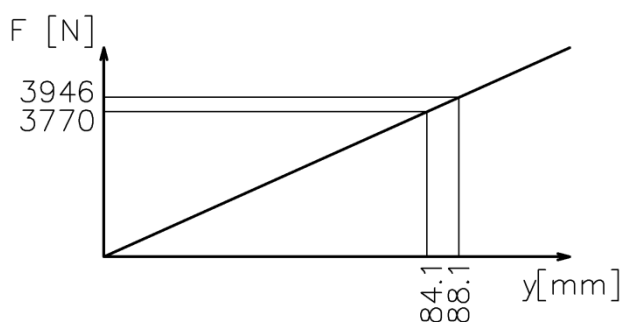
Při tomto posunu všechny tři pružiny zmenší svoji přitlačnou sílu o:

$$3 \cdot 3,93 \cdot 44,8 = 528 \text{ N}$$

Na obr. 21 je patrné snížení zatížení jedné pružiny při posuvu brousicího vřeteníku na polovinu maximálního zdvihu. Při zpětném přepočítání síly 528 N na původní rameno, kde je uložena řemenice, se projeví tato změna zvětšením na hodnotu:

$$\frac{528}{853} = \frac{x}{1085} \Rightarrow x = \frac{528}{853} \cdot 1085 = 671,6 \text{ N}$$

Při porovnání se silou R_y vychází snížení přibližně o 5,8 %, což je ještě přijatelná hodnota.



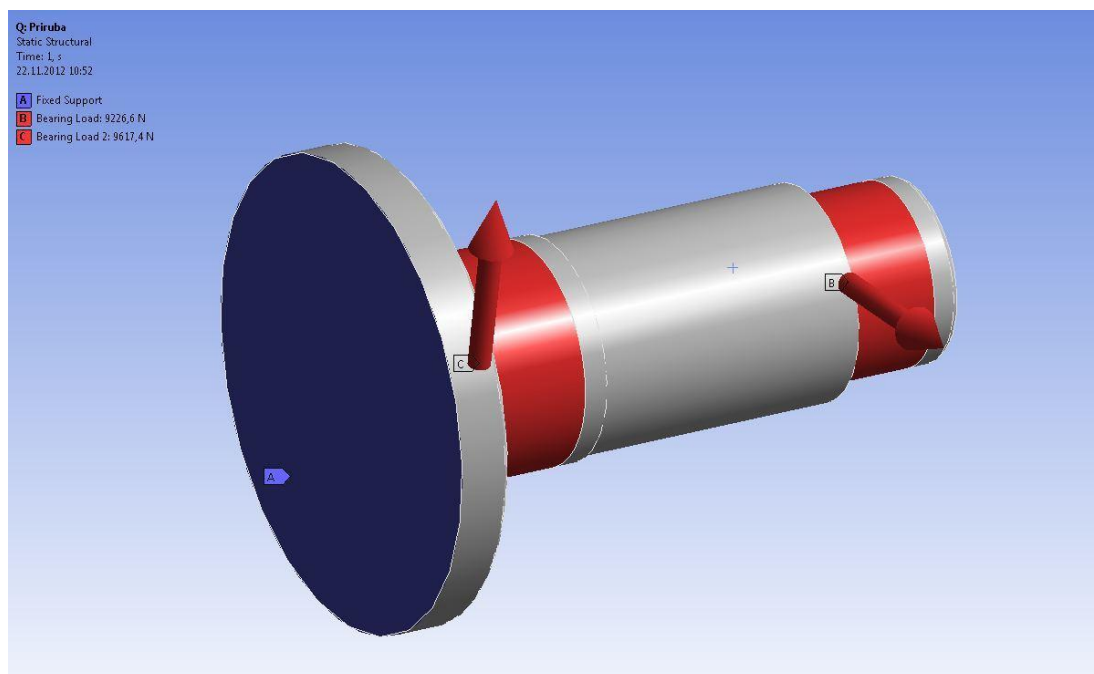
Obr. 21 Zatěžující charakteristika jedné pružiny

5.7. Analýza nosné desky a předlohového hřídele pomocí MKP

5.7.1. Předlohový hřídel

Byla provedena analýza předlohového hřídele vyrobeného z oceli, kde zatěžující síly jsou síly působící na ložiska.

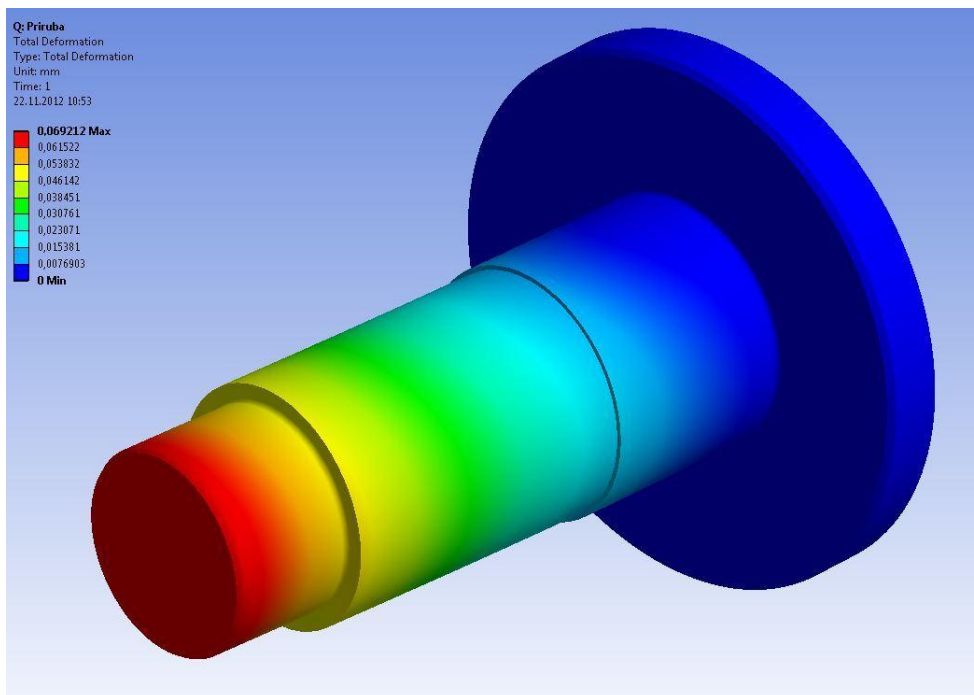
V podpoře A, kde je umístěno ložisko 6314, byla v ose x zadána síla 9 302 N a v ose y 1 885 N. V podpoře B, kde je umístěno ložisko 6317, byla v ose x zadána síla -164 N a v ose y 9 616 N. Zadní stěna hřídele byla zavazbena.



Obr. 22 Zatížení předlohového hřídele

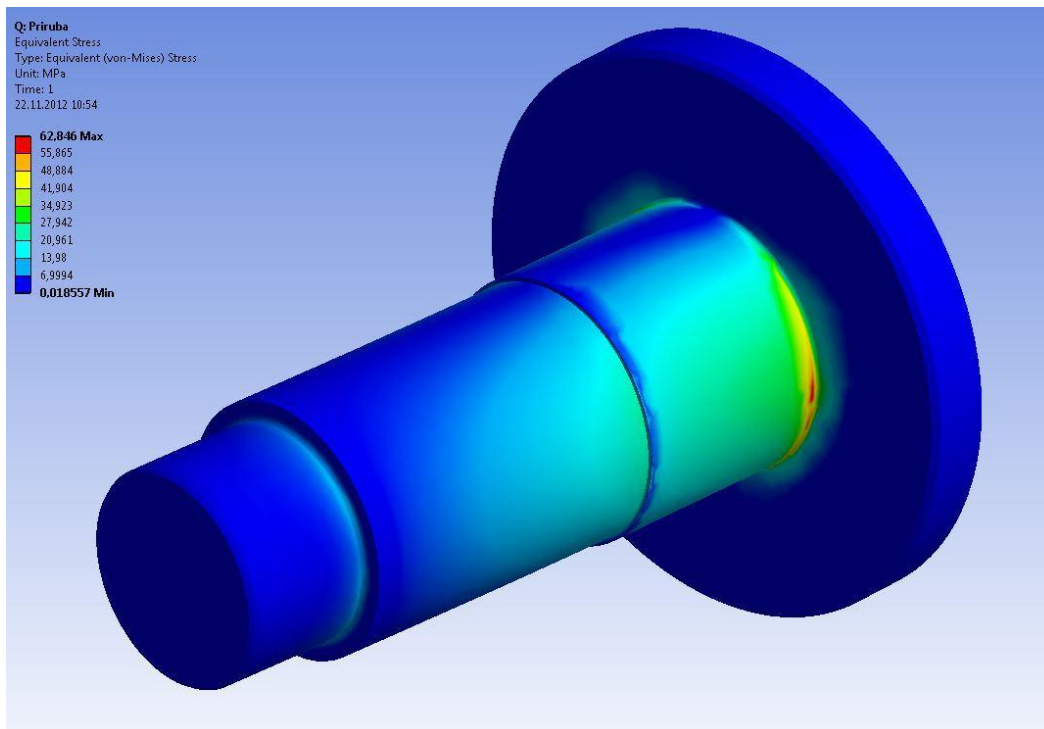
Výsledky jsou následující:

maximální deformace: 0,069 mm viz obr. 23



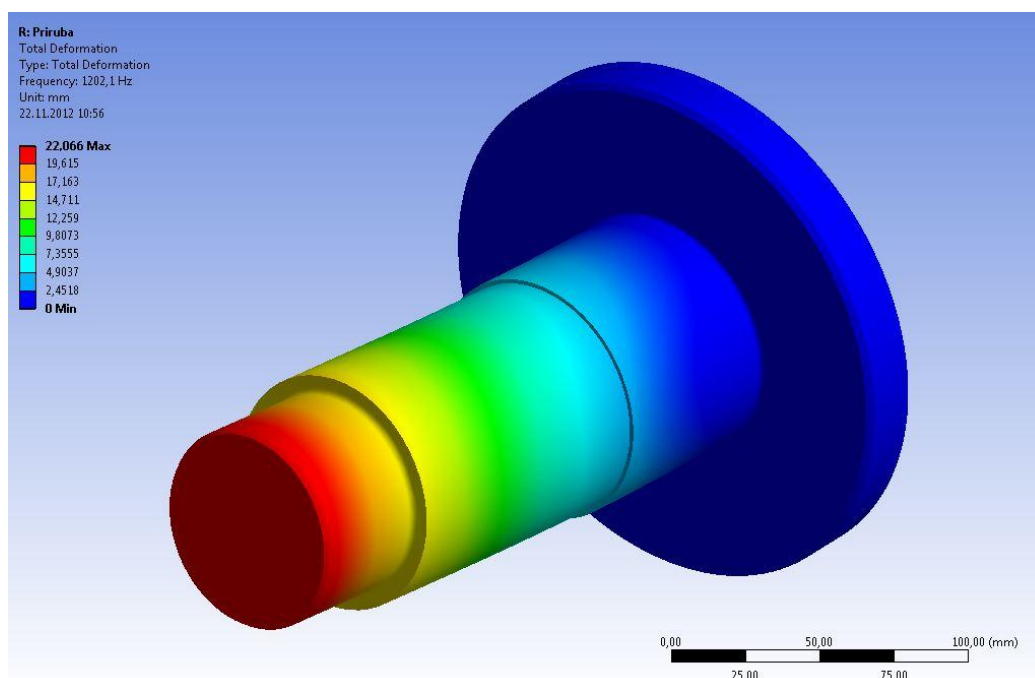
Obr. 23 Deformace předlohového hřídele

maximální napětí je 62,8 MPa viz obr. 24



Obr. 24 Maximální napětí předlohového hřídele

První vlastní frekvence je 1202 Hz.



Obr. 25 První vlastní frekvence příruby

Jelikož se jedná o řemenový převod, ohyb 0,069 mm zde nepředstavuje konstrukční problém z hlediska přenosu výkonu řemenovým převodem. Maximální napětí 62,8 MPa zaručuje dostatečnou pevnost hřídele, protože dovolené napětí v ohybu pro materiál 11 600 je 125 MPa, což představuje dostatečně velkou rezervu. První vlastní frekvence 1202 Hz je též dostačující, protože několikrát převyšuje maximální frekvenci otáčení řemenice, jenž je 45,9 Hz.

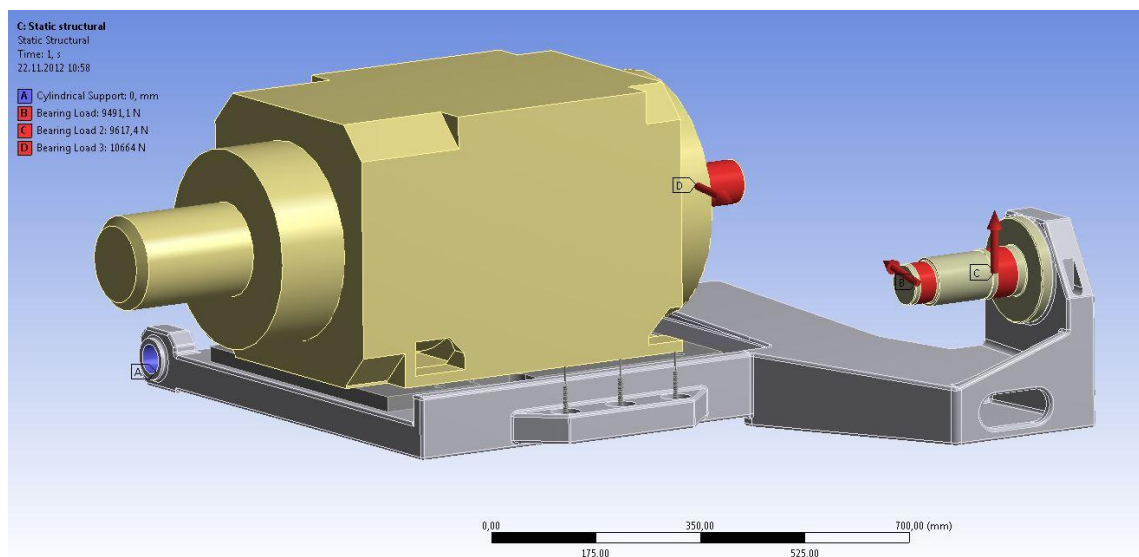
I přes kladný výsledek výpočtu je nutné se zabývat otázkou, jak se bude chovat takto zatížená celá nosná deska, kde se předpokládal podstatně horší výsledek. Tato deska byla porovnána s původní verzí předlohy.

5.7.2. Nově navržená nosná deska

Byla provedena analýza nové nosné desky, která je vyrobena z tvárné litiny.

Zatěžující síly byly shodné se zatížením předlohového hřídele, ale okrajové podmínky byly umístěny již v čepích, kde radiální a axiální směry byly pevné a v tangenciálním směru byla vazba volná. Tento volný směr (rotace kolem čepu) drží v rovnováze síla na předlohovém hřídeli v souřadnici y a síly třech pružin, které mají k této síle opačný směr. Tuhost každé pružiny byla podle výpočtu dána 3950 N/mm.

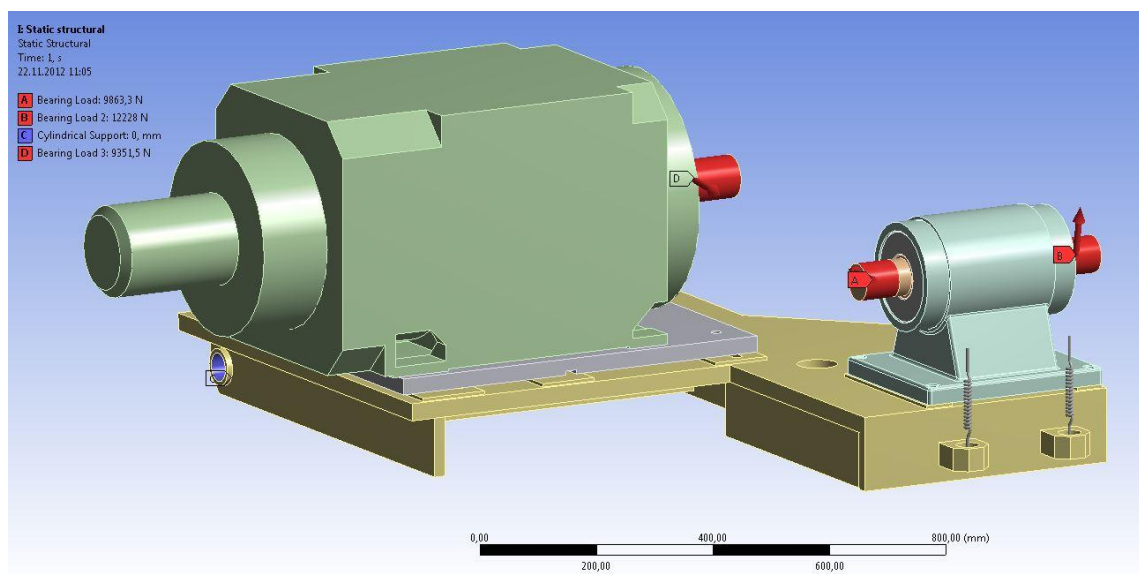
Byla zavedena další síla na motoru odpovídající velikosti síly, kterou vyvine řemen při správném napnutí na hřídel řemenice. V ose x byla zadána síla 10 622 N a v ose y -948 N viz obr. 26.



Obr. 26 Zatížení nosné desky

5.7.3. Původní nosná deska

Původní nosná deska byl svařenec vyrobený z oceli. Tato deska nebyla kontrolována metodou konečných prvků v době návrhu, ale až nyní za účelem získání porovnání s nově navrhovanou nosnou deskou.



Obr. 27 Zatížení původní nosné desky

Princip okrajových podmínek zůstal stejný jako u nové desky, tj. umístění v čepech, kde radiální a axiální směry byly pevné a v tangenciálním směru byla vazba

volná. Zatěžující síly byly podobné jako u nové nosné desky, ale byly spočítány z původních řemenových převodů. U řemenice k motoru byla v ose x zadána síla 9 860 N a v ose y 255 N. U řemenice k brusnému vřetenu byla v ose x zadána síla -2 312 N a v ose y 12 007 N. I zde jsou použity dvě pružiny, které jsou v rovnováze se silami působícími na hřídel v ose y. Pro každou pružinu byla podle skutečnosti dána tuhost 2700 N/mm. Poslední zavedenou silou je síla na hřídeli motoru. V ose x byla zadána síla 9 310 N a v ose y -880 N viz obr. 27.

5.7.4. Výsledky

Ve srovnávací tabulce 5 je patrné zlepšení v hodnotě maximálního napětí oproti stávajícímu provedení. Maximální napětí ve skupině s novou nosnou deskou se nachází na předlohovém hřídeli, který je vyroben z lepšího materiálu.

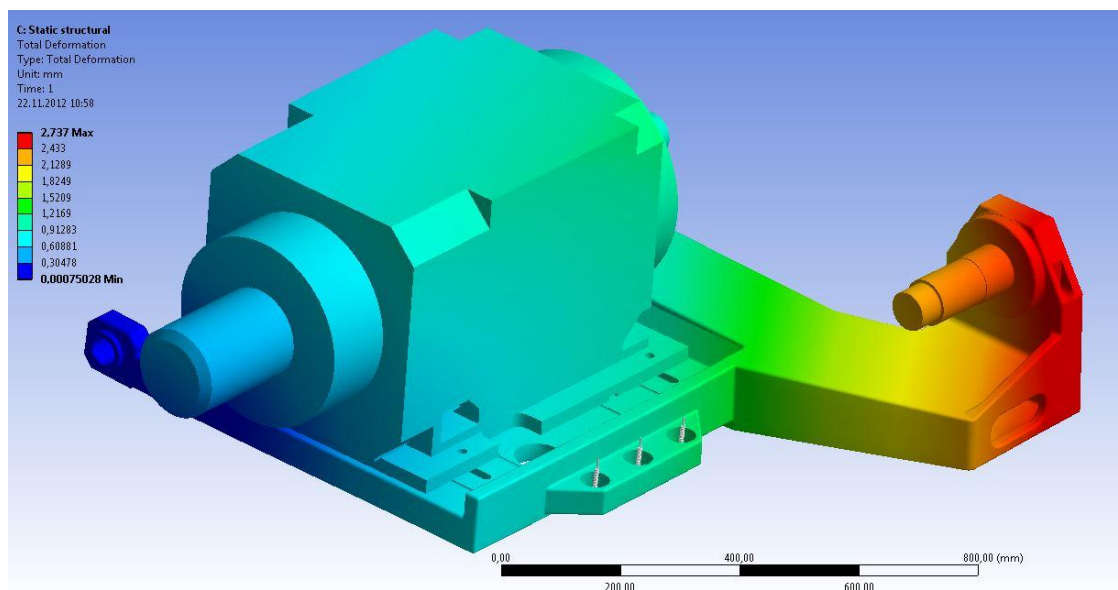
Oproti tomu maximální deformace je o něco horší. Důvodem, proč deformace u obou desek vycházejí tak velké, je použití pružin. Výsledná deformace se skládá z deformace pružin a samotné nosné desky. Příčiny, proč vyšla deformace u nové desky horší než u původní, jsou následující:

- Umístění pružin (pružiny se kvůli konstrukci přesunuly od řemenic vedle motoru a tím se část desky s řemenicemi stala vetknutou a lehčeji deformovatelnou),
- Malý prostor pod řemenicemi (zamezeno ve vytvoření vyšších žebířů, což by deformaci podstatně eliminovalo),
- Změna materiálu nosné desky (původní nosná deska byla vyrobena z oceli, kde $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa a nová nosná deska je vyrobena z tvárné litiny, kde $E = 1,69 \cdot 10^5$ MPa).

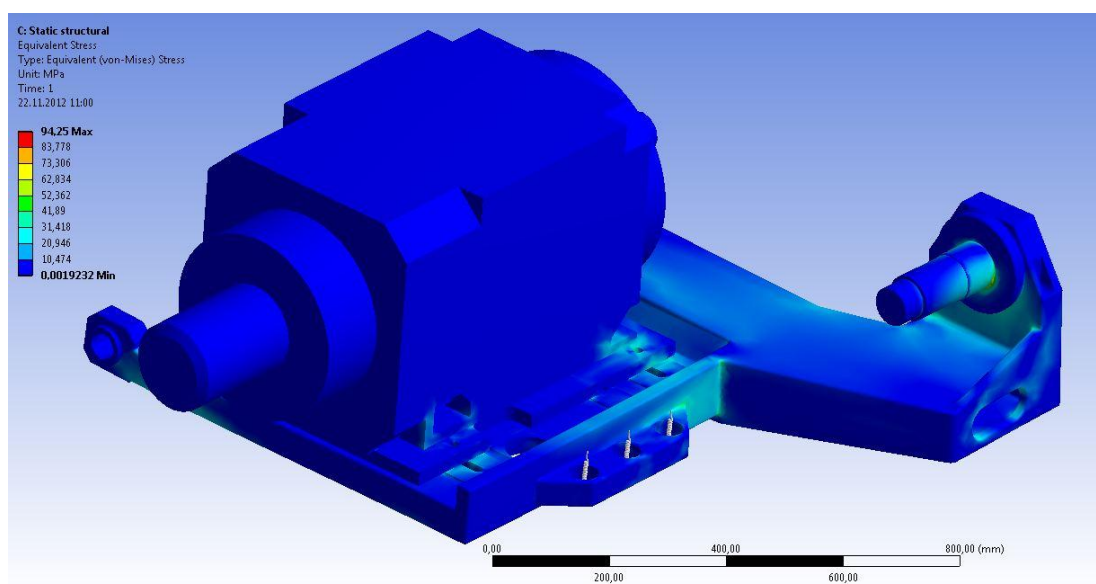
Výsledky původní nosné desky viz příloha 2

Tab. 5 Porovnání výsledků původní a nové nosné desky

	Stará nosná deska	Nová nosná deska
Maximální deformace	2,13 mm	2,74 mm
Maximální napětí	108,8 MPa	94,3 MPa
První vlastní frekvence	16 Hz	23,2 Hz
Druhá vlastní frekvence	44 Hz	44,6 Hz
Třetí vlastní frekvence	80,3 Hz	93,9 Hz

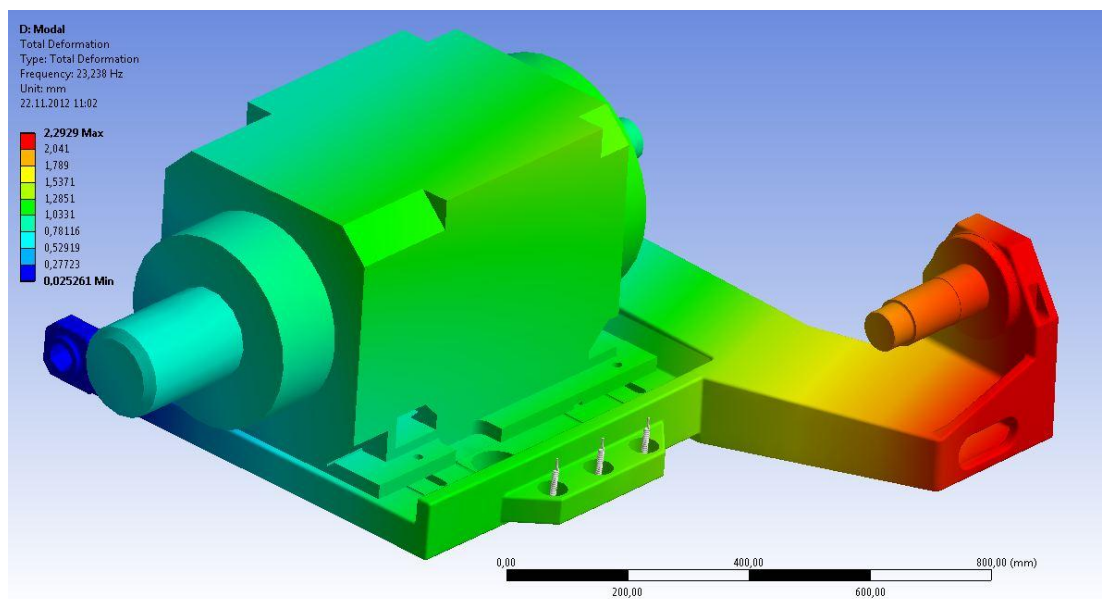


Obr. 28 Deformace nové nosné desky



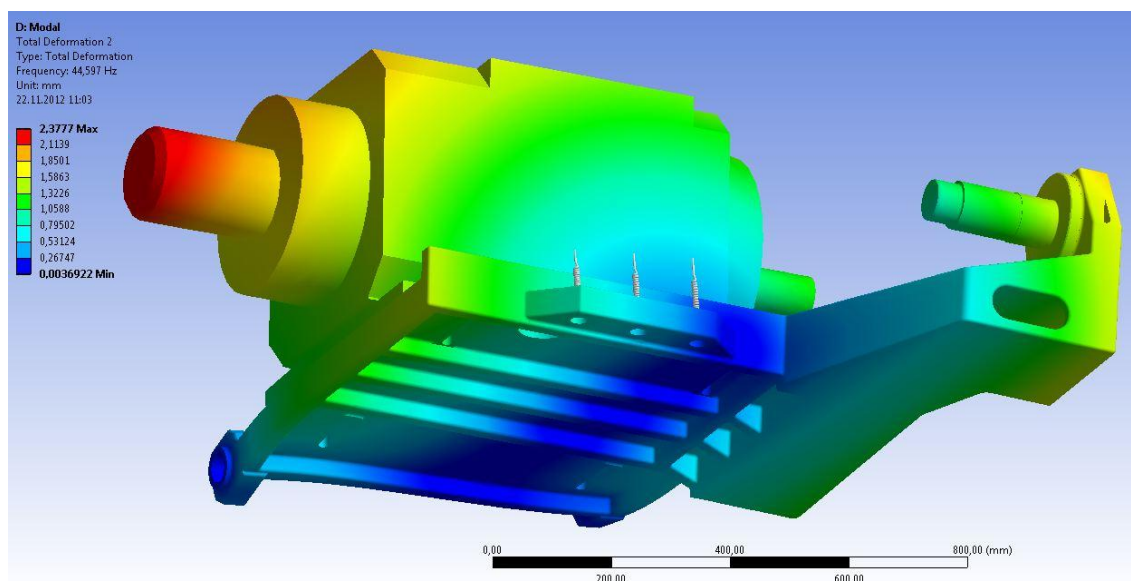
Obr. 29 Maximální napětí nové nosné desky

První vlastní frekvence je nízká, což je způsobeno pružinami. Pro ověření skutečné velikosti této frekvence a pro zjištění vlivu na broušení by bylo potřeba provést měření na prototypu. Výpočtem bylo zjištěno, že této frekvenci odpovídá řezná rychlost 39 m/s při minimálním korundovém kotouči a 60 m/s u CBN kotouče.



Obr. 30 1. vlastní frekvence u nové nosné desky

Druhá frekvence je téměř srovnatelná s maximální frekvencí otáčení řemenice, jenž je 45,9 Hz pro CBN kotouč. Pro korundový kotouč je hodnota 37,4 Hz, což je hodnota nižší. Bylo by vhodné provést měření, protože obě hodnoty jsou blízko druhé vlastní frekvenci. Daná skutečnost je způsobena větším množstvím materiálu ve vetknuté části, potřebného k zajištění vyšší tuhosti. Vzniká zde podobný problém jako při stanovení deformace, tj. malý prostor pod řemenicemi pro užší a vyšší žebra, která by byla ve výsledku efektivnější.



Obr. 31 2. vlastní frekvence u nové nosné desky

6. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navržení a optimalizace počtu řemenových převodů, včetně návrhu konzoly s předlohovým hřídelem u brousicího stroje Jupiter 500 firmy Erwin Junker Grinding Technology. Podnětem k vypracování tohoto návrhu bylo ne zcela vyhovující stávající řešení daného problému.

Byla zpracována kompletní výkresová dokumentace čtyř sestav pro čtyři varianty řemenových převodů. Byla provedena i optimalizace na základě předpokladu prodeje jednotlivých variant, řemenic a řemenů, z čehož vyšly čtyři typy řemenic a šest sad řemenů. Všechny ostatní dílce jsou shodné, což je velkou výhodou pro firmu. Lze tedy vyrábět většinu dílců v sérii několika kusů a tím se zlevní výroba celé konzoly.

Nosná deska byla navržena z tvárné litiny a posléze zkontrolována metodou konečných prvků. Nastalo pouze mírné zlepšení oproti stávajícímu provedení, ale při posouzení materiálu, zástavbových rozměrů a s přihlédnutím k přemístění pružin od řemenice vedle motoru, je to výsledek velmi dobrý.

Nová deska je odlitek z tvárné litiny, která má horší modul pružnosti než ocel použitá na původní nosné desce. Důvodem volby tvárné litiny bylo zlevnění výroby, což je zejména v dnešní době z hlediska optimalizace nákladů žádoucí. Došlo k vylepšení rozměrů a bylo docíleno většího prostoru pro vstupní dopravník i obsluhu.

Vzhledem k tomu, že původní předloha, kterou firma používala, nebyla vyhovující, tento návrh lze využít a tím dojde k celkovému zefektivnění výroby. Závěrem lze konstatovat, že výsledek je velmi dobrý a navržené řešení je přínosem.

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky. Čtvrté doplněné vydání.*
ALBRA, PRAHA 2008
- [2] PEŠÍK, L.: *Části strojů 1-2*, TUL, Liberec 2010
- [3] DRÁB, V. a KOLEKTIV: *Technologie I.*, TUL, Liberec 1985
- [4] Bossard – katalog šroubů [online]
www.bossard.com
- [5] Gates – řemeny, program Design Flex Pro ver. 2.03 [cit. 13.07.2012]
www.gates.com,
- [6] Schaeffler - katalog ložisek [online],
www.schaeffler.cz
- [7] Siemens – katalog Siemens MP21 2011 [cit. 22.08.2012]
www.siemens.de
- [8] Alcomex – katalog pružin [online]
www.alcomex.cz
- [9] Erwin Junker Grinding Technology informace o bezhrotém broušení a informace o stroji JUPITER 500
www.junker-group.com
- [10] Simrit – katalog těsnění [online]
www.simrit.cz

Seznam příloh

Příloha 1: Výpočtové zprávy k řemenovým převodům

Příloha 2: Výsledek MKP

Příloha 3: Výkresová dokumentace

B068/0.0 – Konzola motoru 51kW, korund

B068/1.0 – Konzola motoru 71kW, korund

B068/2.0 – Konzola motoru 51kW, CBN

B068/3.0 – Konzola motoru 71kW, CBN

B068/0.1.1 – Deska

B068/0.1-01.3 – Deska

B068/0.1-02.4 – Žebro

B068/0.1-03.4 – Podložka

B068/0.1-04.4 – Podložka

B068/0.2.3 – Kryt

B068/0.3.3 – Viko

B068/0.4.2 – Kryt

B068/0.4-01.3 – Víko

B068/0.4-02.3 – Plech

B068/0.4-03.3 – Víko

B068/0-01a.0 – Deska nosná

B068/0-01b.1 – Deska nosná

B068/0-02.2 – Deska

B068/0-03.4 – Šroub

B068/0-04.4 – Kostka

B068/0-05.3 – Příruba

B068/0-06.4 – Čep

B068/0-07.4 – Pouzdro

B068/0-08.3 – Víko

B068/0-09.3 – Víko

B068/0-10.4 – Šroub

B068/0-11.3 – Matice


B068/0-12.4 – Těleso

B068/0-13.3 – Pouzdro

B068/0-14.4 – Deska
B068/0-15.4 – Kostka
B068/0-16.4 – Čep
B068/0-17.4 – Úprava pera
B068/0-18.4 – Tyč
B068/0-19.4 - Tyč
B068/0-20.2 – Řemenice
B068/0-21.2 – Řemenice
B068/0-22.4 – Podložka
B068/1-01.2 – Řemenice
B068/1-02.4 – Podložka
B068/2-01.2 – Řemenice

Příloha 1: Výpočtové zprávy k řemenovým převodům

Pro motor 51kW s korundový kotoučem



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

Navrženo pro:		Zajišťuje:	
Aplikace: 51kW, motor-předloha, korund			
VSTUP			
Info. o pohonu		Hnací	Hnaný
Poměr otáček: 1.23 Do pomala	Známa velikost: 190 mm Vnější	235 mm Vnější	
Výkon motoru: 51 kW, Účinnost 92.00 %	Otáčky za minutu: 1000.0	811.4	
Provozní faktor: 1.1	Maximální obvodová rychlost: 33 m/s	33 m/s	
Konstr. výkon: 56.1 kW	Kontrolovaná pouzdra: Polyflex JB		
Středová vzdálenost: 594 až 726 mm	Kontrolované řemeny: Polyflex JB		
Jednotlivé řemeny, PowerBand, Electric Motor			
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene: Polyflex JB - 11M	Řemeny	Hnací	Hnaný
PowerBand	Počet drážek / žebér: 5		
Poměr otáček: 1.23 Do pomala	1-11M2000/2 + 1-11M2000/3	190 mm Vnější	235 mm Vnější
Rychlosti hnaná: 811.4	Produkt č. 8914-02200 + 8914-03200	Neskladová položka	
Nominální výkon: 49.57 kW	Horní šířka: --	Neskladová položka	
Na hřídel: 7660 N	Hmotnost: 295 g / 442 g	--	
Středová vzdálenost: 656.4 mm	Obv. rychl. m/s: 10.1 m/s	10.1 m/s	10.1 m/s
Instalační tolerance: 608.2 mm až 702.1 mm	Otáčky za minutu: 305.2	1000.0	811.4
Pouzdro položka č.: --		--	
Díra: --		--	
Roztečný průměr: --		193.6 mm	238.6 mm
NAPĚTÍ			
	Nový řemen	Použitý řemen	
Průhyb na drážku/žebro: 6.56 mm	6.56 mm		
Síla v průhybu na drážku/žebro: 42 až 45 N	36 až 39 N		
Sonic - měnič napětí			
Frekvence řemene: 97 až 100 Hz	90 až 93 Hz		
Sonic - měnič napětí (2. řemen): 3107 až 3329 N	2663 až 2895 N		
97 až 100 Hz	90 až 93 Hz		
Nastavení Sonicu: Hmotnost: 64.16g/m, Šířka: 2 (3)mm, #R, Rozpětí: 656mm			
POZNÁMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Vstupní zatížení přesahuje jmenovitou zatěžovou kapacitu pohonu a může mít za následek kratší životnost pohonu. - Jsou vyžadovány sady řemenů, které musí být zvlášť objednány. Volejte zákaznický servis společnosti. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - None Entered - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech. 			



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

Navrženo pro:		Zajišťuje:	
Aplikace: 51kW, předloha-BK, korund			
VSTUP			
Info. o pohonu		Známa velikost:	Hnací
Poměr otáček:	1.27 Do rychla	235 mm Vnější	Hnaný
Výkon motoru:	51 kW, Účinnost 92.00 %	811.4	184 mm Vnější
Provozní faktor:	1.1	Maximální obvodová rychlost:	1032.0
Konstr. výkon:	56.1 kW		33 m/s
Středová vzdálenost:	705.6 až 862.4 mm	Kontrolovaná pouzdra:	
		Kontrolované řemeny:	Polyflex JB
			Jednotlivé řemeny, PowerBand, Electric Motor
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene:	Polyflex JB - 11M	Remeny	Hnací
PowerBand	Počet drážek / žebro:	5	Hnaný
Poměr otáček:	1.27 Do rychla	1-11M2240/2 + 1-11M2240/3	235 mm Vnější
Rychlost hnaná:	1032.0	Produkt č. 8914-02224 + 8914-03224	Neskladová položka
Nominální výkon:	50.33 kW	Horní šířka:	184 mm Vnější
Na hřídel:	7654 N	Hmotnost:	331 g / 496 g
Středová vzdálenost:	781.8 mm	Obv. rychl. m/s:	10.1 m/s
Instalační tolerance:	733.5 mm až 827.5 mm	Otáčky za minutu:	272.2
		Pouzdro položka č.:	811.4
		Díra:	1032.0
		Rozečtný průměr:	238.6 mm
			187.6 mm
NAPĚTÍ			
Průhyb na drážku/žebro:	Nový řemen	Použitý řemen	
Síla v průhybu na drážku/žebro:	7.81 mm	7.81 mm	
	42 až 45 N	36 až 39 N	
Sonic - měnič napětí			
Frekvence řemene:	81 až 84 Hz	75 až 78 Hz	
Sonic - měnič napětí (2. řemen):	3104 až 3326 N	2661 až 2993 N	
	81 až 84 Hz	75 až 78 Hz	
Nastavení Sonicu:	Hmotnost: 64.16g/m, Šířka: 2 (3)mm#R, Rozpětí: 781mm		
POZNÁMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Vstupní zatížení přesahuje jmenovitou zatížovací kapacitu pohonu a může mít za následek kratší životnost pohonu. - Jsou vyžadovány sady řemenů, které musí být zvlášť objednány. Volejte zákaznický servis společnosti. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - None Entered - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech. 			

Pro motor 71kW s korundový kotoučem



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

Navrženo pro:		Zajišťuje:	
Aplikace: 71kW, motor-předloha, korund			
VSTUP			
Info. o pohonu		Známa velikost:	Hnací
Poměr otáček: 1.23 Do pomala		190 mm Vnější	Hnaný
Výkon motoru: 71 kW, Účinnost 92.00 %		1000.0	235 mm Vnější
Provozní faktor: 1.1		33 m/s	811.4
Konstr. výkon: 78.1 kW		Kontrolovaná pouzdra:	33 m/s
Středová vzdálenost: 594 až 726 mm		Kontrolované řemeny:	
		Polyflex JB	
		Jednotlivé řemeny, PowerBand, Electric Motor	
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene: Polyflex JB - 11M		Řemeny	Hnací
PowerBand		7	Hnaný
Poměr otáček: 1.23 Do pomala		2-11M2000/2 + 1-11M2000/3	190 mm Vnější
Rychlosti hnaná: 811.4		Produkci č. 8914-02200 - 8914-03200	235 mm Vnější
Nominální výkon: 69.40 kW		Horní šifra:	Neskladová položka
Na hřídel: 10664 N		Hmotnost:	590 g / 442 g
Středová vzdálenost: 656.4 mm		Obv. rychl. m/s:	10.1 m/s
Instalační tolerance: 608.2 mm až 702.1 mm		Otáčky za minutu:	305.2
		Pouzdro položka č.:	1000.0
		Díra:	811.4
		Rozečtný průměr:	193.6 mm
			238.6 mm
NAPĚTÍ			
Průhyb na drážku/žebro:		Nový řemen	Použitý řemen
Síla v průhybu na drážku/žebro:		6.56 mm	6.56 mm
		42 až 45 N	36 až 39 N
Sonic - měnič napětí		97 až 100 Hz	89 až 93 Hz
Frekvence řemene:		3090 až 3310 N	2648 až 2969 N
Sonic - měnič napětí (2. řemen):		97 až 100 Hz	69 až 93 Hz
Nastavení Sonicu:		Hmotnost: 64.16g/m, Šifra: 2 (3)mm, #R, Rozpětí: 656mm	
POZNÁMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Vstupní zatížení přesahuje jmenovitou záložnou kapacitu pohonu a může mít za následek kratší životnost pohonu. - Jsou vyžadovány sady řemenů, které musí být zvlášť objednány. Volejte zákaznický servis společnosti. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - None Entered - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech. 			



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

Navrženo pro:		Zajišťuje:	
Aplikace: 71kW, předloha-BK, korund			
VSTUP			
Info. o pohonu		Hnací	Hnaný
Poměr otáček:	1.27 Do rychla	Známa velikost:	235 mm Vnější
Výkon motoru:	71 kW, Účinnost 92.00 %	Otáčky za minutu:	811.4
Provozní faktor:	1.1	Maximální obvodová rychlost:	33 m/s
Konstr. výkon:	78.1 kW	Kontrolovaná pouzdra:	Polyflex JB
Středová vzdálenost:	705.6 až 862.4 mm	Kontrolované řemeny:	Polyflex JB
Jednotlivé řemeny, PowerBand, Electric Motor			
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene:	Polyflex JB - 11M	Řemeny	Hnací
PowerBand	Počet drážek / žebor:	7	Hnaný
Poměr otáček:	1.27 Do rychla	2-11M2240/2 + 1-11M2240/3	235 mm Vnější
Rychlostí hnaná:	1032.0	Produkt č. 8914-02224 + 8914-03224	Neskladová položka
Nominální výkon:	70.46 kW	Horní šifra:	184 mm Vnější
Na hřídel:	10656 N	Hmotnost:	661 g / 496 g
Středová vzdálenost:	781.8 mm	Obv. rychl. m/s:	10.1 m/s
Instalační tolerance:	733.5 mm až 827.5 mm	Otáčky za minutu:	272.2
		Pouzdro položka č.:	811.4
		Díra:	1032.0
		Rozečtný průměr:	238.6 mm
			187.6 mm
NAPĚTÍ			
	Nový řemen	Použitý řemen	
Průhyb na drážku/žebro:	7.81 mm	7.81 mm	
Síla v průhybu na drážku/žebro:	42 až 45 N	36 až 39 N	
Sonic - měnič napětí			
Frekvence řemene:	81 až 84 Hz	75 až 78 Hz	
Sonic - měnič napětí (2. řemen):	3097 až 3308 N	2646 až 2967 N	
	81 až 84 Hz	75 až 78 Hz	
Nastavení Sonicu:	Hmotnost: 64.16g/m, Šifra: 2 (3)mm#R, Rozpětí: 781mm		
POZNÁMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Vstupní zatížení přesahuje jmenovitou zátěžovou kapacitu pohonu a může mít za následek kratší životnost pohonu. - Jsou vyžadovány sady řemenů, které musí být zvlášť objednány. Volejte zákaznický servis společnosti. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - None Entered - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech. 			

Pro motor 51kW s CBN kotoučem



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

Navrženo pro:		Zajišťuje:	
Aplikace: 51kW, motor-předloha, CBN			
VSTUP			
Info. o pohonu		Hnací	Hnaný
Poměr otáček:	1.05 Do pomala	Známa velikost:	190 mm Vnější
Výkon motoru:	51 kW, Účinnost 92.00 %	Otáčky za minutu:	1450.0
Provozní faktor:	1.1	Maximální obvodová rychlost:	33 m/s
Konstr. výkon:	56.1 kW	Kontrolovaná pouzdra:	
Středová vzdálenost:	594 až 726 mm	Kontrolované řemeny:	Polyflex JB
		Jednotlivé řemeny, PowerBand, Electric Motor	
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene:	Polyflex JB - 11M	Řemen	Hnací
PowerBand	Počet drážek / žebel:	4	Hnaný
Poměr otáček:	1.05 Do pomala	Díl č.:	190 mm Vnější
Rychlosti hnaná:	1378.8	Produkt č.:	200 mm Vnější
Nominální výkon:	54.37 kW	Horní šířka:	Neskladová položka
Na hřídel:	5223 N	Hmotnost:	
Středová vzdálenost:	660.1 mm	Obv. rychl. m/s:	14.7 m/s
Instalační tolerance:	611.9 mm až 705.9 mm	Otáčky za minutu:	1450.0
		Pouzdro položka č.:	
		Díra:	
		Roztečný průměr:	193.6 mm
			203.6 mm
NAPĚTÍ			
Průhyb na drážku/žebro:	Nový řemen	Použitý řemen	
Síla v průhybu na drážku/žebro:	0.00 mm	0.00 mm	
	36 až 39 N	31 až 34 N	
Sonic - měnič napětí			
Frekvence řemene:	89 až 92 Hz	83 až 86 Hz	
Nastavení Sonicu:	Hmotnost: 64.16g/m, Šířka: 2mm/#R, Rozpětí: 660mm		
POZNÁMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Jsou vyžadovány sady řemenů, které musí být zvlášť objednány. Volejte zákaznický servis společnosti. - Výkon pohonu je lehce nižší, než požadovaný dimenzovaný výkon. Prověřte konstrukční požadavky. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - None Entered - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech. 			



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

Navrženo pro:		Zajišťuje:	
Aplikace: 51kW, předloha-BK, CBN			
VSTUP			
Info. o pohonu		Známa velikost:	Hnací
Poměr otáček:	1.38 Do rychla	255 mm Vnější	Hnaný
Výkon motoru:	51 kW, Účinnost: 92.00 %	1378.8	184 mm Vnější
Provozní faktor:	1.1	33 m/s	1900.7
Konstr. výkon:	56.1 kW		33 m/s
Středová vzdálenost:	705.6 až 862.4 mm	Kontrolovaná pouzdra:	
		Kontrolované řemeny:	Polyflex JB
			Jednotlivé řemeny, PowerBand, Electric Motor
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene:	Polyflex JB - 11M	Řemen	Hnací
PowerBand	Počet drážek / žebro:	3	Hnaný
Poměr otáček:	1.38 Do rychla	Díl č.:	255 mm Vnější
Rychlost hnaná:	1900.7	8914-03230	184 mm Vnější
Nominální výkon:	51.66 kW	Produkt č.:	Neskladová položka
Na hřídel:	4177 N	Horní šířka:	—
Středová vzdálenost:	796.1 mm	Hmotnost:	509 g
Instalační tolerance:	747.0 mm až 830.6 mm	Obv. rychl. m/s:	18.7 m/s
		Otáčky za minutu:	1378.8
		Pouzdro položka č.:	—
		Díra:	—
		Roztečný průměr:	258.6 mm
			187.6 mm
NAPĚTÍ			
Průhyb na drážku/žebro:	Nový řemen	Použitý řemen	
Síla v průhybu na drážku/žebro:	7.95 mm	7.95 mm	
	39 až 42 N	33 až 36 N	
Sonic - měnič napětí			
Frekvence řemene:	77 až 80 Hz	71 až 74 Hz	
Nastavení Sonicu:	Hmotnost: 64.16g/m, Šířka: 3mm/#R, Rozpětí: 795mm		
POZNAMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Vstupní zatížení přesahuje jmenovitou zátěžovou kapacitu pohonu a může mít za následek kratší životnost pohonu. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - None Entered - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech. 			

Pro motor 71kW s CBN kotoučem



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

Navrženo pro:		Zajišťuje:	
Aplikace: 71kW, motor-předloha, CBN			
VSTUP			
Info. o pohonu		Známa velikost:	Hnací
Poměr otáček: 1.05 Do pomala		190 mm Vnější	Hnaný
Výkon motoru: 71 kW, Účinnost: 92.00 %		Otáčky za minutu: 1450.0	200 mm Vnější
Provozní faktor: 1.1		Maximální obvodová rychlost: 33 m/s	1378.8
Konstr. výkon: 79.1 kW		Kontrolovaná pouzdra:	33 m/s
Středová vzdálenost: 594 až 726 mm		Kontrolované řemeny: Polyflex JB	
Jednotlivé řemeny, PowerBand, Electric Motor			
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene: Polyflex JB - 11M	PowerBand	Počet drážek / žebor:	5
Poměr otáček: 1.05 Do pomala		1-11M1950/2 + 1-11M1950/3	
Rychlost hnaná: 1378.8		Produkt č. 8914-02195 + 8914-03195	
Nominální výkon: 67.96 kW		Horní šířka: --	
Na hřidel: 7271 N		Hmotnost: 288 g / 432 g	
Středová vzdálenost: 650.1 mm		Obv. rychl. m/s: 14.7 m/s	
Instalační tolerance: 611.0 mm až 705.0 mm		Otáčky za minutu: 453.5	
		Pouzdro položka č.: --	
		Díra: --	
		Roztečný průměr: --	
		193.6 mm	203.6 mm
NAPĚTÍ			
Průhyb na drážku/žebro:	Nový řemen	Použitý řemen	
Síla v průhybu na drážku/žebro:	6.00 mm	6.00 mm	
	40 až 43 N	35 až 37 N	
Sonic - měnič napětí			
Frekvence řemene:	94 až 97 Hz	87 až 91 Hz	
Sonic - měnič napětí (2. řemen):	2970 až 3182 N	2546 až 2758 N	
	94 až 97 Hz	87 až 91 Hz	
Nastavení Sonicu: Hmotnost: 04.16g/m, Šířka: 2 (3)mm#R, Rozpětí: 600mm			
POZNÁMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Vstupní zatížení přesahuje jmenovitou zátléžovou kapacitu pohonu a může mít za následek kratší životnost pohonu. - Jsou vyžadovány sady řemenů, které musí být zvlášť objednány. Volejte zákaznický servis společnosti. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - None Entered - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech. 			



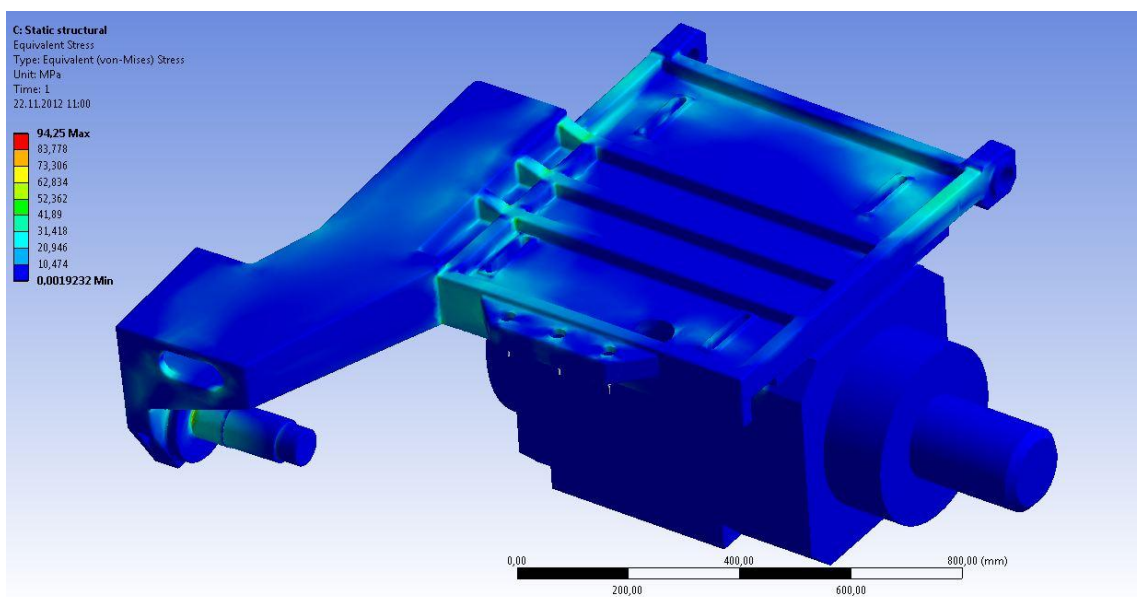
Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex® Pro by the Gates Corporation

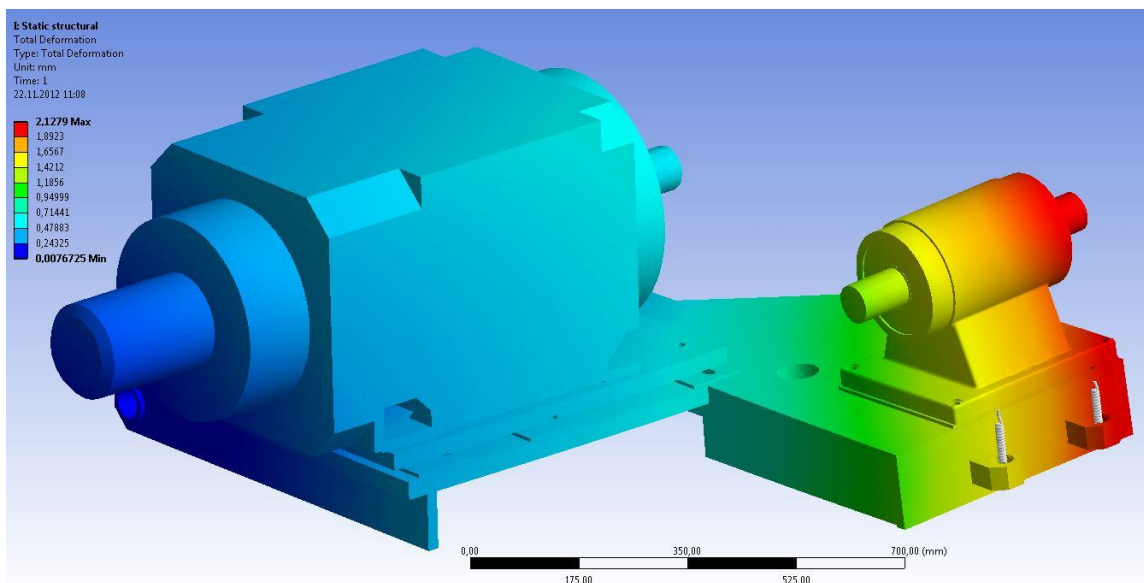
Navrženo pro:		Zajišťuje: Petr Kubát Junker xxx Holice, Pardubický kraj 53401 Česká republika petr.kubat@junker.cz xxx Telefon	
Aplikace: 71kW, předloha-BK, CBN			
VSTUP			
Info. o pohonu		Hnací	Hnaný
Poměr otáček: 1.38 Do rychla	Známa velikost: 255 mm Vnější	184 mm Vnější	
Výkon motoru: 71 kW, Účinnost: 92.00 %	Otáčky za minutu: 1378.8	1900.7	
Provozní faktor: 1.1	Maximální obvodová rychlost: 33 m/s	33 m/s	
Konstr. výkon: 78.1 kW	Kontrolovaná pouzdra:		
Středová vzdálenost: 705.6 až 862.4 mm	Kontrolované řemeny: Polyflex JB		
	Jednotlivé řemeny, PowerBand, Electric Motor		
ZVOLENÝ POHON			
Typ řemene: Polyflex JB - 11M	Řemen	Hnací	Hnaný
PowerBand Počet drážek / Žeber: 4			
Poměr otáček: 1.38 Do rychla	Díl č.: 2-11M2300/2	255 mm Vnější	184 mm Vnější
Rychlost hnaná: 1900.7	Produkt č.: 8914-02230	Neskladová položka	Neskladová položka
Nominální výkon: 68.88 kW	Horní šířka: --	--	--
Na hřídel: 5815 N	Hmotnost: 679 g	--	--
Středová vzdálenost: 796.1 mm	Obv. rychl. m/s: 18.7 m/s	18.7 m/s	18.7 m/s
Instalační tolerance: 747.9 mm až 830.6 mm	Otáčky za minutu: 488.1	1378.8	1900.7
	Pouzdro položka č.: --	--	--
	Díra: --	--	--
	Rozečtný průměr: --	258.6 mm	187.6 mm
NAPĚTÍ			
Nový řemen	Použitý řemen		
Průhyb na drážku/žebro: 7.95 mm	7.95 mm		
Síla v průhybu na drážku/žebro: 41 až 43 N	35 až 38 N		
Sonic - měnič napětí			
Frekvence řemene: 78 až 81 Hz	73 až 76 Hz		
Nastavení Sonicu: Hmotnost: 64.16g/m, Šířka: 2mm/#R, Rozpětí: 795mm			
POZNÁMKY			
<ul style="list-style-type: none"> - Vstupní zatížení přesahuje jmenovitou zatěžovou kapacitu pohonu a může mít za následek kratší životnost pohonu. - Jsou vyžadovány sady řemenů, které musí být zvlášť objednány. Volejte zákaznický servis společnosti. - Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy. - Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy. - None Entered - V návrhu převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky nejsou určeny k použití na strojích, kde selhání výrobku může vést k ublížení na zdraví nebo k smrti. Toto zahrnuje použití na pohonech leteckých vrtulí a rotoru, nebo souvisejících pomocných pohonech. 			

Příloha 2: Výsledek MKP

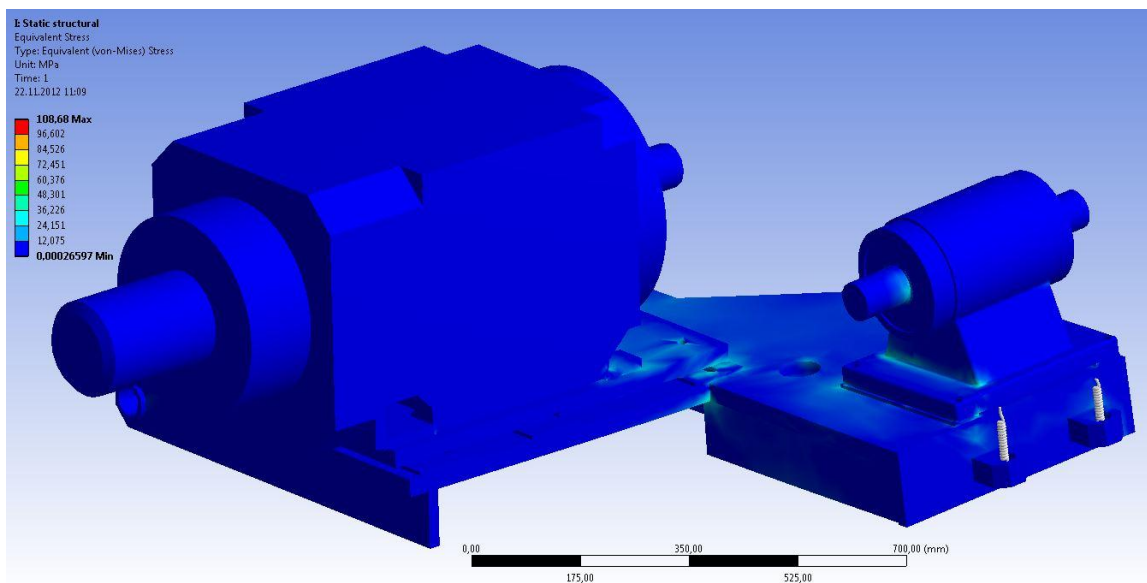
Maximální napětí nosné desky, druhá strana



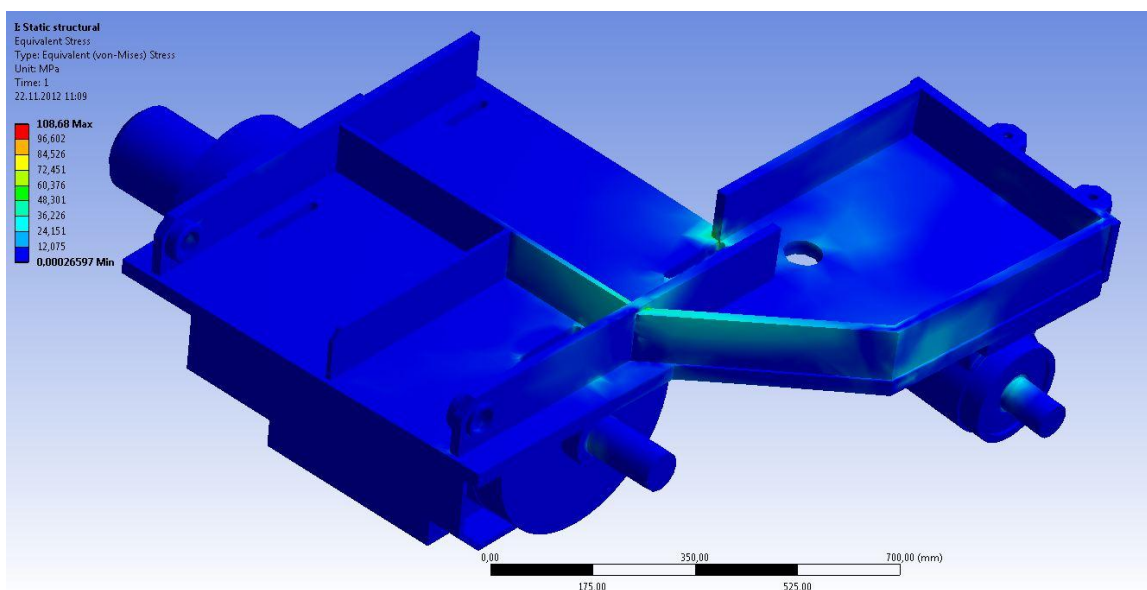
Deformace původní nosné deska



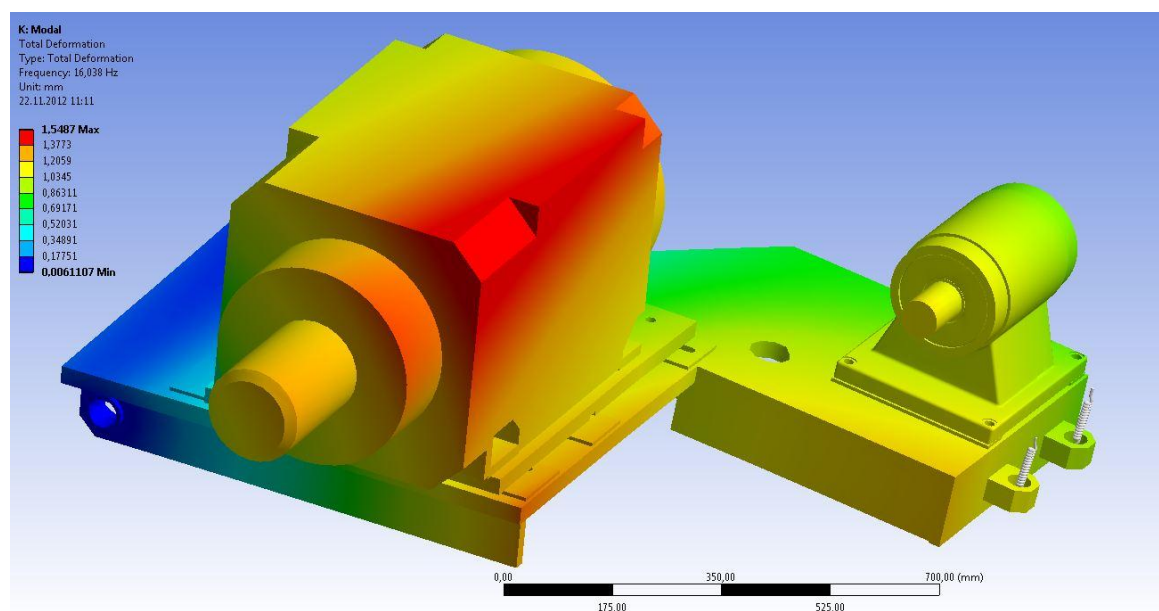
Maximální napětí původní nosné desky



Maximální napětí původní nosné desky, druhá strana



1.vlastní frekvence u nové nosné desky



2. vlastní frekvence u nové nosné desky

